

GUSTAVO DE ALMEIDA RODRIGUES TEIXEIRA

Dinâmica de fluidos computacional para análise de escoamento em turbinas tipo bulbo modificadas pelo uso do Biomimetismo.

Guaratinguetá - SP
2018

GUSTAVO DE ALMEIDA RODRIGUES TEIXEIRA

Dinâmica de fluidos computacional para análise de escoamento em turbinas tipo bulbo modificadas pelo uso do Biomimetismo.

Dissertação apresentada à Faculdade de Engenharia do Campus de Guaratinguetá, Universidade Estadual Paulista, como parte dos requisitos para título de Mestre em Engenharia Mecânica na área de Energia.

Orientador (a): Prof. Dr. Celso Eduardo Tuna
Coorientador (a): Prof. Dr. Alex Mendonça Bimbato

Guaratinguetá – SP
2018

T266d	Teixeira, Gustavo de Almeida Rodrigues Dinâmica de fluidos computacional para análise de escoamento em turbinas tipo bulbo modificadas pelo uso do Biomimetismo / Gustavo de Almeida Rodrigues Teixeira – Guaratinguetá, 2018. 91 f : il. Bibliografia: f. 85-91 Dissertação (Mestrado) – Universidade Estadual Paulista, Faculdade de Engenharia de Guaratinguetá, 2018. Orientador: Prof. Dr. Celso Eduardo Tuma Co-Orientador: Prof. Dr. Alex Mendonça Bimbato 1. Mecânica dos fluidos. 2. Turbinas hidráulicas. 3. Rotores. I. Título. CDU 532.5(043)
-------	--

GUSTAVO DE ALMEIDA RODRIGUES TEIXEIRA

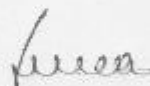
**ESTA DISSERTAÇÃO FOI JULGADA ADEQUADA PARA A OBTENÇÃO DO TÍTULO DE
"MESTRE EM ENGENHARIA MECÂNICA"**

**PROGRAMA: ENGENHARIA MECÂNICA
ÁREA: ENERGIA**

APROVADA EM SUA FORMA FINAL PELO PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO


Prof. Dr. Ana Paula Rosifini Alves Claro
Coordenadora

BANCA EXAMINADORA:



Prof. Dr. CELSO EDUARDO TUNA
Orientador / UNESP-FEG



Prof. Dr. JOSE ALEXANDRE MATELLI
UNESP-FEG



Prof. Dr. WENDELL DE QUEIROZ LAMAS
FEL/USP

Dezembro de 2018

DADOS CURRICULARES

GUSTAVO DE ALMEIDA RODRIGUES TEIXEIRA

NASCIMENTO	25.02.1987 – Guaratinguetá / SP
FILIAÇÃO	Roberto Rodrigues Teixeira Maria Cristina de Almeida Rodrigues Teixeira
2010/2015	Curso de Graduação Engenharia Mecânica – Universidade Federal Fluminense – Escola de Engenharia Metalúrgica e Industrial de Volta Redonda.
2016/2018	Curso de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica, nível de Mestrado, na UNESP - FEG - Universidade Estadual Paulista – Faculdade de Engenharia do Campus de Guaratinguetá.

AGRADECIMENTOS

Primeiramente agradeço a Deus por ter me dado perseverança, dedicação e sabedoria para a realização deste trabalho.

Agradeço aos meus pais Maria Cristina A. R. Teixeira e Roberto R. Teixeira pela dedicação, paciência e confiança que tiveram em mim por toda minha vida e à minha namorada Bruna Quintino pela compreensão e apoio nas horas dedicadas a esse estudo e propósito.

Agradeço a todos os professores e funcionários da FEG-UNESP e aos professores Dr. Wendell de Queiróz Lamas e Dr. Fabiano Fernandes Bargas pelos ensinamentos, direcionamentos e dedicação.

Gostaria de prestar os agradecimentos especiais ao meu orientador Dr. Celso Eduardo Tuna e ao meu coorientador Dr. Alex Mendonça Bimbato pelas orientações, direcionamentos e ensinamentos, esse trabalho só foi possível ser realizado e concluído com o apoio e dedicação dos mesmos.

Agradeço a ESSS-ANSYS pelo fornecimento da versão estudante do programa comercial usado neste trabalho.

“O que sabemos é uma gota; o que ignoramos é um oceano.”

Newton

RESUMO

A busca por estudos visando às melhorias em projetos de engenharia relacionados às turbinas hidráulicas se tornam cada vez mais essenciais considerando a crescente demanda por fontes de energias renováveis como as usinas hidrelétricas. Por este motivo, cresce a necessidade de estudos sobre turbinas hidráulicas, por meio de inovações tecnológicas, que proporcionem a melhoria do rendimento das mesmas. Esse trabalho tem como objetivo aplicar modificações nas turbinas por meio de técnicas de projeto, como o biomimetismo, nas pás dos rotores de turbinas do tipo Bulbo e comparar o comportamento do escoamento sobre as pás e o rendimento dessas turbinas com aquelas projetadas sem a aplicação do biomimetismo. Para atingir esse objetivo a modelagem da turbulência se dá através da metodologia URANS (unsteady Reynolds averaged Navier-Stokes) e o modelo de turbulência escolhido foi o $k-\epsilon$, por ser ideal em escoamentos turbulentos, demandar um menor tempo de simulação computacional e apresentar maior semelhança com dados experimentais. Como resultado, observa-se que as mudanças realizadas na geometria das pás das turbinas, baseadas nos conceitos e técnicas de biomimetismo, proporcionaram aumento de desempenho nas turbinas bulbo, evidenciando-se assim a capacidade do biomimetismo de proporcionar melhorias em projetos de turbinas hidráulicas, que ainda é pouco difundida e estudada. Para a realização desse trabalho, usa-se o software comercial SolidWorks® para a criação da geometria e o ANSYS Student® (versão 19.1) para a análise do escoamento utilizando a dinâmica de fluidos computacional (CFD).

PALAVRAS-CHAVE: Dinâmica de fluidos computacional. Turbina hidráulica. Volumes Finitos. Rotor. Biomimetismo.

ABSTRACT

The search for studies aimed at improving engineering projects related to hydraulic turbines becomes increasingly essential considering the increasing demand for renewable energy sources such as hydroelectric plants. For this reason, the need is growing for studies about hydraulic turbines, by means of technological innovations, that provide the improvement in these turbines. The objective of this work is to apply modifications in turbines by means of design techniques, such as biomimicry, on the rotor blades of the Bulb type turbine, and to compare the flow behavior on the blades and the performance of these turbines with those projected without the application of the biomimetism. To accomplish this objective, turbulence modeling was performed using the URANS (Unsteady Reynolds Averaged Navier-Stokes) methodology and the turbulence model chosen was k- ϵ , because it is ideal in turbulent flows, requires a shorter computational simulation time and presents greater similarity with experimental data. As a result, changes in turbine blade geometry, based on biomimetic concepts and techniques, have resulted in significant performance gains in bulb turbines, thus demonstrating the ability of biomimetic to provide improvements in hydraulic turbine designs, which is still less widespread and studied. The commercial SolidWorks® software was used for the creation of geometry and the ANSYS Student® (version 19.1) for flow analysis using computational fluid dynamics (CFD).

KEYWORDS: Computational fluid dynamics. Hydraulic turbine. Finite Volumes. Rotor. Biomimetism.

LISTA DE ILUSTRAÇÕES

Figura 1 – A baleia jubarte e suas nadadeiras peitorais.....	19
Figura 2 – Turbinas eólicas comerciais projetadas com base no biomimetismo.....	20
Figura 3 – Tensões distribuídas em um volume de controle.....	24
Figura 4 – UHE Santo Antônio.....	32
Figura 5 – Componentes turbinas Francis.....	33
Figura 6 – Configuração turbina Pelton.....	34
Figura 7 – Turbina Kaplan.....	34
Figura 8 – Representação de uma turbina Bulbo em corte.....	36
Figura 9 – Representação de uma turbina Bulbo.....	36
Figura 10 – Relação entre espessura e corda em perfis.....	38
Figura 11 – Resultados modelos simulados.	39
Figura 12 – Trem bala inspirado no Martim Pescador	40
Figura 13 – Superfície da flor de Lótus (esquerda) e simulação do efeito lótus	41
Figura 14 – Peixe-cofre (esquerda), Monobloco (centro) e automóvel Boxfish (direita)	41
Figura 15 – Design biomimético de um espiral	42
Figura 16 – Turbina eólica inspirada nas baleias jubarte (Whale Power Corporation).....	42
Figura 17 – Representação de volumes de controle e nós.....	44
Figura 18 – Campo de aplicação de turbinas hidráulicas.....	54
Figura 19 – Detalhamento da geometria da nadadeira da baleia jubarte.....	59
Figura 20 – Modelo virtual turbina Bulbo comum (sem a aplicação do biomimetismo).....	60
Figura 21 – Modelo virtual turbina Bulbo (com a aplicação do biomimetismo).....	61
Figura 22 – Projeto das pás da turbina hidráulica com aplicação do biomimetismo.....	61
Figura 23 – Malhas para análises CFD das turbinas sem biomimetismo.....	65
Figura 24 – Malhas para análises CFD das turbinas com biomimetismo.....	65
Figura 25 – Turbina envolvida por túnel cilíndrico.....	66
Figura 26 – Região de parede (wall) aplicada à as turbinas.....	67
Figura 27 – Região de entrada (inlet) da vazão do fluído.....	68
Figura 28 – Região de saída (outlet) da vazão do fluido.....	69
Figura 29 – Velocidades na turbina sem biomimetismo.....	71
Figura 30 – Velocidades na turbina com biomimetismo.....	72

Figura 31 – Pressões na turbina sem biomimetismo.....	73
Figura 32 – Pressões na turbina com biomimetismo.....	73
Figura 33 - Fluxograma para cálculo do torque no eixo utilizando software ANSYS Fluent.....	74

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 – Variáveis para seleção e dimensionamento de turbina.....	55
Tabela 2 – Número de pás relacionados a altura de queda.....	56
Tabela 3 – Principais resultados encontrados no dimensionamento da turbina.....	58
Tabela 4 – Resultados simulação na turbina sem biomimetismo.....	75
Tabela 5 – Resultados simulação na turbina com biomimetismo.....	76

LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS

CAD	Desenho assistido por computador, (Computer Aided Design);
CAE	Engenharia Auxiliada por Computador (Computer-Aided Engineerig);
CFD	Dinâmica de Fluidos Computacional, (Computational Fluid Dynamics);
DNS	Simulação Numérica Direta (<i>Direct Numerical Simulation</i>);
LES	Simulação de Grandes Escalas (Large Eddy Simulation);
RANS	Equações Médias de Reynolds (Reynolds Averaged Navier-Stokes);
SST	Transporte por tensão cisalhante (Shear Stress Transport);
UHE	Usina Hidrelétrica
URANS	Equações Médias de Reynolds de Navier-Stokes (Unsteady Reynolds Averaged Navier-Stokes)
UTE	Usina Termelétrica.

LISTA DE SÍMBOLOS

B	soma das forças do corpo	[N]
d_1	diâmetro do cubo	[m]
D_1	diâmetro externo do rotor	[m]
D_m	diâmetro médio rotor	[m]
H	altura de Queda	[m]
L	comprimento das pás	[m]
n	rotação real	[rpm]
N	potência útil	[W]
ns	rotação específica	[-]
P_{eixo}	potência de eixo	[W]
p	pressão	[Pa]
p'	pressão modificada	[Pa]
P_κ	taxa de produção de turbulência	[-]
Q	vazão	[m ³ /s]
R_m	raio médio	[m]
S	seção livre de passagem de água pela turbina	[m ²]
t	passo entre pás	[m]
T_{eixo}	toque de eixo	[N]
$\vec{U}$	vetor velocidade	[m/s]
u	velocidade periférica média	[m/s]
u^*	componente de velocidade	[m/s]
V_m	velocidade meridiana	[m/s]
Z	número de pás	[-]
γ	distância da superfície de não deslizamento	[-]
ε	taxa de dissipação turbulenta	[m ² /s ³]
η_t	rendimento da turbina	[%]
η_{hid}	rendimento hidráulico	[%]
κ	energia cinética de turbulência	[J/kg]
μ_{eff}	viscosidade efetiva considerada pela turbulência	[m ² /s]
μ_t	viscosidade de turbulência	[m ² /s]
ρ	massa específica	[kg/m ³]

τ_{ij}	tensor tensão de Reynolds	[-]
τ_n	viscosidade turbulenta	[m ² /s]
ω	frequência da turbulência	[s ⁻¹]

SUMÁRIO

1	CONSIDERAÇÕES INICIAIS.....	16
1.1	INTRODUÇÃO.....	16
1.2	OBJETIVOS.....	17
1.3	OBJETIVOS ESPECÍFICOS.....	17
2	MATERIAIS E MÉTODOS.....	19
2.1	FUNDAMENTAÇÃO.....	19
2.2	MODELAGEM MATEMÁTICA.....	21
2.2.1	Equações da conservação de massa.....	22
2.2.2	Equações da conservação da quantidade de movimento.....	23
2.2.3	Equações de Navier-Stokes.....	25
3	FUNDAMENTOS TEÓRICOS.....	28
3.1	TRABALHOS DA ÁREA.....	28
3.2	USINAS HIDRELÉTRICAS.....	30
3.3	TURBINAS HIDRÁULICAS.....	32
3.3.1	Histórico das turbinas.....	32
3.3.2	Classificação das turbinas hidráulicas.....	35
3.3.3	Turbina bulbo.....	35
3.4	BIOMIMETISMO.....	37
3.4.1	Conceitos de biomimetismo.....	37
3.4.2	A geometria de baleia jubarte na literatura.....	37
3.4.3	Aplicações do biomimetismo na engenharia.....	39
3.5	MÉTODO DOS VOLUMES FINITOS (MVF).....	43
4	ANÁLISES DE ESCOAMENTOS TURBULENTOS.....	46
4.1	INTRODUÇÃO.....	46
4.2	MÉTODOS PARA ANÁLISE DE TURBULÊNCIA.....	46
4.3	MODELO MATEMÁTICO.....	47
4.4	MODELOS DE TURBULÊNCIA.....	48
4.5	MODELOS COM DUAS EQUAÇÕES.....	49
4.5.1	Modelo k- ϵ	49
4.5.2	Modelo k- ω	50
4.5.3	Modelo SST.....	52

5	PROJETO DE TURBINAS	54
5.1	DIMENSIONAMENTO	54
5.2	DIMENSIONAMENTO TURBINA COM BIOMIMETISMO.....	59
5.3	POTÊNCIA DE ENTRADA.....	62
5.3.1	Potência de eixo disponível.....	62
5.3.2	Rendimento hidráulico.....,	63
6	PROCESSAMENTO.....	64
6.1	MALHAS.....	64
6.2	CONDIÇÕES DECONTORNO.....	66
7	RESULTADOS.....	70
7.1	VELOCIDADE.....	70
7.2	PRESSÃO.....	72
7.3	POTÊNCIA E TORQUE.....	74
8	CONCLUSÕES.....	78
9	SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS.....	80
	REFERÊNCIAS.....	81

1 CONSIDERAÇÕES INICIAIS

1.1 INTRODUÇÃO

A relação entre os homens e a natureza sempre foi perpassada pela forma como esses produziam, reproduziam, se apropriavam e distribuíam a energia. Se considerarmos as grandes revoluções industriais poderemos notar a importância que o vento, a água, a madeira, o petróleo e a energia elétrica tiveram não apenas através de suas implicações sobre os avanços tecnológicos, mas também no impacto na organização técnica e social da produção, trabalho e, conseqüentemente, na vida social (RAIZER & MEIRELLES, 2009).

Para a sociedade contemporânea, a energia é essencial para realizar desde simples tarefas do cotidiano até para a produção em indústrias, em comércios, nos transportes e em outros diversos setores econômicos, sendo associada assim ao desenvolvimento e prosperidade de uma sociedade.

Atualmente há uma grande preocupação com danos ambientais causados pelo uso da energia que é produzida a partir da queima de combustíveis fósseis, no qual órgãos ambientais, junto com a comunidade científica, têm informado sobre a possibilidade de grandes catástrofes acontecerem no futuro se os danos ambientais persistirem. Outro fator que causa preocupação é a escassez desses combustíveis fósseis que não são renováveis e têm disponibilidade finita. Com base nessas preocupações, cresce a busca por fontes geradoras de energia que sejam renováveis e que tenham um impacto ambiental bem menor se comparado com a produção de energia a partir de fontes não renováveis.

No Brasil, onde existe uma grande disponibilidade hídrica, grandes obras com o intuito de suprir a demanda energética da população foram realizadas, por exemplo, a ELETRONORTE S/A implantou diversas usinas hidrelétricas (UHE) e termoelétricas (UTE) no Norte do país. Um dos projetos é o complexo do rio Madeira, que é composto por duas usinas de grande porte (UHE Jirau e UHE Santo Antônio).

A usina hidrelétrica Santo Antônio é um investimento de R\$ 19,5 bilhões e começou a ser construída em março de 2012 com o planejamento de estar pronta em junho de 2016. Está localizada ao longo do rio Madeira e tem capacidade instalada de 3.750 MW com garantia física total de 2.185 MW médios. A usina tem aproximadamente 15 metros de queda bruta. O projeto conta com a instalação de 50 turbinas, sendo que cada turbina corresponde ao abastecimento de aproximadamente 350 mil casas com consumo de 145 kWh/mês e as 50

turbinas juntas são suficientes para abastecer 10 milhões de casas (ANEEL, 2007). Cada uma dessas turbinas é do tipo bulbo, devido às características da usina, considerada de baixa queda; outro motivo, é que essa tecnologia possui menor impacto ambiental trabalhando com baixas quedas e altas vazões.

Com a busca da melhoria de eficiência em turbinas hidráulicas presentes em usinas hidrelétricas, cresce a importância de estudos científicos que promovam avanços tecnológicos, um desses estudos está relacionado com a aplicação do biomimetismo em projetos de engenharia, onde projetistas e cientistas estudam e analisam a aplicação de modificações, visando a melhoria de desempenho em diversos componentes mecânicos, inspirados nas diversas formas encontradas na natureza em projetos de engenharia.

1.2 OBJETIVOS

Este projeto tem como objetivo geral realizar a comparação da eficiência entre a turbina com a aplicação do biomimetismo e a turbina tradicional, por meio da análise do escoamento fluidodinâmico utilizando a dinâmica de fluidos computacional.

Este estudo apresenta aplicações de alterações em turbinas hidráulicas, aumentando assim as alternativas de melhorias em projetos relacionados a esse tema.

1.3 OBJETIVOS ESPECÍFICOS

O presente trabalho tem como objetivo a análise geral do escoamento nas turbinas utilizando a dinâmica de fluídos computacional. Foi realizada a utilização das características geográficas onde está localizada a UHE Santo Antônio para a modelagem matemática do escoamento na turbina e para a criação da geometria dos rotores das turbinas e de suas pás. A análise desse escoamento foi realizada utilizando o *software* ANSYS Fluent® que utiliza métodos numéricos baseados na formulação do método dos volumes finitos.

É esperado pelo trabalho:

- Modelar matematicamente o rotor convencional da turbina bulbo;
- Modelar matematicamente o rotor com biomimetismo da turbina bulbo;
- Criar a geometria do rotor da turbina e suas pás por meio do uso do *software* comercial SolidWorks®;

- Criar a geometria do rotor da turbina e suas pás com a aplicação das otimizações da geometria por meio do uso do *software* comercial SolidWorks®;
- Simular e realizar o processamento geral do escoamento presente nas pás da turbina convencional por meio *software* comercial ANSYS Fluent®;
- Simular e realizar o processamento geral do escoamento presente nas pás da turbina com a geometria modificada pelo uso do biomimetismo por meio *software* comercial ANSYS Fluent®;
- Tabular os resultados encontrados nas simulações das turbinas analisadas para comparação de resultados;
- Comparar os resultados das simulações entre os rotores das turbinas bulbo analisadas.

2 MATERIAIS E MÉTODOS

2.1 FUNDAMENTAÇÃO

O trabalho em questão aplica abordagens qualitativas e quantitativas, embora neste trabalho sejam explorados os resultados quantitativos. O estudo é de caráter empírico, haja vista que se refere a um estudo de caso, em que a metodologia fora implantada e analisada em sua eficiência. A pesquisa não é realizada em campo e possui apoio bibliográfico. O trabalho é atual e conta com um número limitado de pesquisas já realizadas anteriormente sobre assuntos correlatos.

Pretende-se aplicar o biomimetismo utilizando a forma da nadadeira peitoral da baleia jubarte nas pás do rotor da turbina bulbo, como um meio de ganho de desempenho da turbina.

A Figura 1 apresenta as partes da baleia jubarte e suas nadadeiras peitorais.

Figura 1 – A baleia jubarte e suas nadadeiras peitorais.



Fonte: Adaptado de Johari et al.(2007)

O biomimetismo já fora aplicado em turbinas eólicas. A Figura 2 demonstra a aplicação do biomimetismo em projetos de turbinas eólicas comercializadas pela empresa *Whale Power Corporation*.

Figura 2 – Turbinas eólicas comerciais projetadas com base no biomimetismo



Fonte: The Biomimicry Institute (2017).

Foi utilizado o *software* comercial SolidWorks® para a criação da geometria do rotor e suas pás e o ANSYS Fluent® para a simulação e processamento geral do escoamento presente nas pás da turbina.

O capítulo 3 apresenta a fundamentação teórica com os trabalhos anteriores realizados que abrange de uma maneira geral os conteúdos apresentados neste trabalho, contemplando os temas como dinâmica de fluidos computacional, modelagem computacional, métodos dos volumes finitos, usinas hidrelétricas, biomimetismo, equações de Navier-Stokes, turbinas hidráulicas e o fenômeno da turbulência.

O capítulo 4 trata da análise sobre os escoamentos turbulentos e os métodos para as análises dos mesmos. Esse capítulo apresenta os modelos matemáticos utilizados para o estudo desse trabalho como o uso do URANS (*unsteady Reynolds averaged Navier-Stokes*), o modelo $k-\epsilon$ e as equações de Navier-Stokes. Esse estudo utiliza o *software* ANSYS Fluent® que utiliza métodos numéricos baseados no método dos volumes finitos e utiliza as equações de Navier-Stokes adaptadas aos escoamentos que simula.

O dimensionamento das turbinas tipo bulbo com e sem biomimetismo, analisadas neste trabalho, é visto no capítulo 5. Foi realizado esse dimensionamento considerando as características geográficas encontradas no Rio Madeira (Porto Velho-RO), a partir dessas características, foram encontradas as principais variáveis para o dimensionamento das turbinas utilizando o *software* SolidWorks® e para simulações numéricas do escoamento utilizando o *software* ANSYS Fluent®

O processamento, os resultados e a conclusão foram apresentados nos capítulos 6, 7 e 8 respectivamente. Primeiramente, nos resultados, são apresentados, além da metodologia utilizada para determinação das condições de contorno da simulação numérica, os valores dos resultados obtidos por meio das simulações computacionais realizadas no *software* ANSYS Fluent®, de velocidade, pressão e potência de eixo encontrados nas turbinas com e sem biomimetismo. Esses resultados foram utilizados para a comparação de desempenho entre as turbinas estudadas.

Na conclusão, faz-se uma avaliação geral dos resultados encontrados e posteriormente, com base nos resultados e conclusões, são realizadas as sugestões para trabalhos futuros.

2.2 MODELAGEM MATEMÁTICA

Com base nas características físicas envolvidas na situação do problema de escoamento em turbinas hidráulicas deste trabalho, a modelagem matemática para descrever o escoamento de fluidos é obtida utilizando-se as equações de Navier-Stokes, que são equações a derivadas parciais que permitem determinar os campos de velocidade e de pressão.

Na elaboração e desenvolvimento das equações de Navier-Stokes é necessário realizar suposições sobre as características dos fluidos. Uma das suposições é considerar o fluido como um meio contínuo, no qual qualquer propriedade local do fluido permanece inalterada. Outra hipótese necessária é que todas as variáveis de interesse como pressão, velocidade, densidade, etc., são diferenciáveis.

As equações fundamentais do movimento são expressões matemáticas das leis de conservação do momento e da massa. Para a elaboração dessas equações, é considerado um volume finito arbitrário, denominado volume de controle, sobre o qual os princípios das equações de Navier-Stokes possam ser aplicados.

Detalhes sobre leis da conservação e outras propriedades de escoamento de fluidos podem ser encontrados em Fox & McDonald (2006) e Çengel (2007).

No capítulo 4 será apresentada a aplicação das equações de conservação nas análises de escoamentos turbulentos que são governadas pelas equações de conservação de massa e de movimento.

2.2.1 Equações da conservação de massa

Para obter a expressão que define a conservação da massa na forma diferencial, fazemos uma análise de um volume de controle diferencial num sistema de coordenadas cartesianas no espaço tridimensional.

A transferência total de massa para dentro ou para fora de um volume de controle (V.C.) durante um intervalo de tempo Δt é igual a variação total (aumento ou diminuição) da massa total dentro do volume de controle durante Δt .

Ou seja, o princípio da conservação de massa, é definido como:

$$\left(\text{Massa total entrando} \right) - \left(\text{Massa total saindo} \right) = \left(\text{Variação total da massa} \right)$$

no VC durante Δt no VC durante Δt dentro do VC durante Δt

Na forma integral esta expressão é dada por:

$$\frac{\partial}{\partial t} \int_{VC} \rho d\vec{V} + \int_{SC} \rho \vec{V} d\vec{A} = 0 \quad (2.1)$$

A massa dentro do V.C. a qualquer instante é produto da massa específica (ρ) e o volume ($dx dy dz$). Desta forma a taxa de variação da massa dentro do volume de controle na forma diferencial é dada por:

$$\frac{\partial}{\partial t} \int_{VC} \rho d\vec{V} = \frac{\partial \rho}{\partial t} dx dy dz \quad (2.2)$$

Considerando a taxa de fluxo resultante através da superfície de controle como:

$$\int_{SC} \rho \vec{V} d\vec{A} = \left[\frac{\partial \rho u}{\partial x} + \frac{\partial \rho v}{\partial y} + \frac{\partial \rho w}{\partial z} \right] dx dy dz \quad (2.3)$$

A equação da conservação da massa na forma diferencial é apresentada na seguinte forma:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \left[\frac{\partial \rho u}{\partial x} + \frac{\partial \rho v}{\partial y} + \frac{\partial \rho w}{\partial z} \right] = 0 \quad (2.4)$$

Considerando o operador nabla, em notação vetorial, definido como:

$$\nabla = i \frac{\partial}{\partial x} + j \frac{\partial}{\partial y} + k \frac{\partial}{\partial z} \quad (2.5)$$

De tal forma que a equação da conservação da massa pode ser reduzida a:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla \rho \vec{V} = 0 \quad (2.6)$$

2.2.2 Equações da conservação da quantidade de movimento

O movimento de uma partícula fluida pode ser definido por meio da segunda lei de Newton, em um sistema qualquer, como:

$$d\vec{F} = dm \frac{d\vec{V}}{dt} \quad (2.7)$$

Considerando que em coordenadas cartesianas a aceleração tem a seguinte forma:

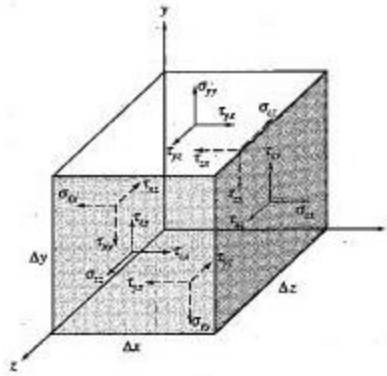
$$\frac{d\vec{V}}{dt} = u \frac{\partial \vec{V}}{\partial x} + v \frac{\partial \vec{V}}{\partial y} + w \frac{\partial \vec{V}}{\partial z} + \frac{\partial \vec{V}}{\partial t} \quad (2.8)$$

A segunda lei de Newton pode ser escrita como:

$$d\vec{F} = dm \left[u \frac{\partial \vec{V}}{\partial x} + v \frac{\partial \vec{V}}{\partial y} + w \frac{\partial \vec{V}}{\partial z} + \frac{\partial \vec{V}}{\partial t} \right] \quad (2.9)$$

As forças que atuam sobre um elemento de fluido são de dois tipos: forças de superfícies e forças de campo. As forças de superfícies são compostas pelas forças normais (pressão) e forças tangenciais (cisalhamento). A Figura 3 apresenta a distribuição de tensões na direção x.

Figura 3 – Tensões distribuídas em um volume de controle



Fonte: Fox & McDonald (2006).

A força de superfície resultante na direção x , dF_{S_x} é a soma de todas as forças nessa direção, e a equação após todas as simplificações pode ser escrita como:

$$dF_{S_x} = \left[\frac{\partial \sigma_{xx}}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{yx}}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{zx}}{\partial z} \right] dx dy dz \quad (2.10)$$

Para a determinação da força de corpo é considerado o efeito da gravidade como o único efeito atuante, sendo assim, pode-se a força resultante na direção x ser definida como:

$$dF_x = dF_{B_x} + dF_{S_x} = \left[\rho g_x + \frac{\partial \sigma_{xx}}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{yx}}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{zx}}{\partial z} \right] dx dy dz \quad (2.11)$$

As equações das forças resultantes nas direções y e z é deduzida de maneira semelhante, para essas direções, têm-se que:

$$dF_y = dF_{B_y} + dF_{S_y} = \left[\rho g_y + \frac{\partial \tau_{xy}}{\partial x} + \frac{\partial \sigma_{yy}}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{zy}}{\partial z} \right] dx dy dz \quad (2.12)$$

$$dF_z = dF_{B_z} + dF_{S_z} = \left[\rho g_z + \frac{\partial \tau_{xz}}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{yz}}{\partial y} + \frac{\partial \sigma_{zz}}{\partial z} \right] dx dy dz \quad (2.13)$$

Substituindo as expressões das forças de campo e de superfícies, junto com a definição das componentes escalares da derivada substancial na segunda lei de Newton, a expressão da quantidade de movimento na sua forma diferencial é definida como:

$$\rho g_x + \frac{\partial \sigma_{xx}}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{yx}}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{zx}}{\partial z} = \rho \left(\frac{\partial u}{\partial t} + u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} + w \frac{\partial u}{\partial z} \right) \quad (2.14)$$

$$\rho g_y + \frac{\partial \tau_{xy}}{\partial x} + \frac{\partial \sigma_{yy}}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{zy}}{\partial z} = \rho \left(\frac{\partial v}{\partial t} + u \frac{\partial v}{\partial x} + v \frac{\partial v}{\partial y} + w \frac{\partial v}{\partial z} \right) \quad (2.15)$$

$$\rho g_z + \frac{\partial \tau_{xz}}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{yz}}{\partial y} + \frac{\partial \sigma_{zz}}{\partial z} = \rho \left(\frac{\partial w}{\partial t} + u \frac{\partial w}{\partial x} + v \frac{\partial w}{\partial y} + w \frac{\partial w}{\partial z} \right) \quad (2.16)$$

2.2.3 Equação de Navier-Stokes

As equações de Navier-Stokes é um grupo de equações diferenciais parciais não lineares de segunda ordem e representa um modelo matemático utilizado para descrever o escoamento em um fluido contínuo e não estacionário, considerando os efeitos de a viscosidade e compressibilidade do mesmo, as equações de Navier-Stokes regem a dinâmica dos fluidos e são construídas a partir de leis de conservação de massa, momento e energia.

Algumas simplificações podem ser feitas nas equações de Navier-Stokes, neste trabalho considerou-se o fluido incompressível e a viscosidade constante.

Para fluidos newtonianos, as tensões podem ser expressas em termos de gradientes de velocidades e propriedades dos fluidos:

$$\tau_{xy} = \tau_{yx} = \mu \left(\frac{\partial v}{\partial x} + \frac{\partial u}{\partial y} \right) \quad (2.17)$$

$$\tau_{yz} = \tau_{zy} = \mu \left(\frac{\partial w}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial z} \right) \quad (2.18)$$

$$\tau_{zx} = \tau_{xz} = \mu \left(\frac{\partial u}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial x} \right) \quad (2.19)$$

$$\tau_{xx} = \tau_{xx} = \mu \left(\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial w}{\partial x} \right) \quad (2.20)$$

$$\sigma_{xx} = -p - \frac{2}{3} \mu \nabla \vec{V} + 2\mu \frac{\partial u}{\partial x} \quad (2.21)$$

$$\sigma_{yy} = -p - \frac{2}{3}\mu\nabla\vec{V} + 2\mu\frac{\partial v}{\partial y} \quad (2.22)$$

$$\sigma_{zz} = -p - \frac{2}{3}\mu\nabla\vec{V} + 2\mu\frac{\partial w}{\partial z} \quad (2.23)$$

As equações acima constituem uma afirmação da Lei de Newton da Viscosidade, aplicadas para situações de escoamento complexas com o fluido escoando em todas as direções, onde p é a pressão termodinâmica local. Para um fluido incompressível, considera-se $\nabla\vec{V} = 0$, simplificando-se a equação acima.

Considerando-se desprezíveis as forças de campo, ($\vec{B} = 0$), as equações de Navier-Stokes podem ser obtidas por meio da substituição das expressões para tensões na equação diferencial da quantidade de movimento.

$$\rho\frac{Du}{Dt} = -\frac{\partial p}{\partial x} + \frac{\partial}{\partial x}\left(2\mu\frac{\partial u}{\partial x} - \frac{2}{3}\mu\nabla\vec{V}\right) + \frac{\partial}{\partial y}\left[\mu\left(\frac{\partial u}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial x}\right)\right] + \frac{\partial}{\partial z}\left[\mu\left(\frac{\partial w}{\partial x} + \frac{\partial u}{\partial z}\right)\right] \quad (2.24)$$

$$\rho\frac{Dv}{Dt} = -\frac{\partial p}{\partial y} + \frac{\partial}{\partial x}\left[\mu\left(\frac{\partial u}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial x}\right)\right] + \frac{\partial}{\partial y}\left(2\mu\frac{\partial v}{\partial y} - \frac{2}{3}\mu\nabla\vec{V}\right) + \frac{\partial}{\partial z}\left[\mu\left(\frac{\partial w}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial z}\right)\right] \quad (2.25)$$

$$\rho\frac{Dw}{Dt} = -\frac{\partial p}{\partial z} + \frac{\partial}{\partial x}\left[\mu\left(\frac{\partial w}{\partial x} + \frac{\partial u}{\partial z}\right)\right] + \frac{\partial}{\partial y}\left[\mu\left(\frac{\partial v}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial y}\right)\right] + \frac{\partial}{\partial z}\left(2\mu\frac{\partial w}{\partial z} - \frac{2}{3}\mu\nabla\vec{V}\right) \quad (2.26)$$

Considerando-se um escoamento incompressível permanente com viscosidade constante e incluindo as forças de campo, as equações de Navier-Stokes são definidas como:

$$\rho\frac{Du}{Dt} = \rho g_x - \frac{\partial p}{\partial x} + \mu\left(\frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial z^2}\right) \quad (2.27)$$

$$\rho\frac{Dv}{Dt} = \rho g_y - \frac{\partial p}{\partial y} + \mu\left(\frac{\partial^2 v}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial z^2}\right) \quad (2.28)$$

$$\rho\frac{Dw}{Dt} = \rho g_z - \frac{\partial p}{\partial z} + \mu\left(\frac{\partial^2 w}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial z^2}\right) \quad (2.29)$$

As equações de Navier-Stokes podem ser representadas em notação vetorial como:

$$\rho \frac{D\vec{V}}{Dt} = \rho \vec{g} - \nabla \rho + \mu \nabla^2 \vec{V} \quad (2.30)$$

Em um escoamento sem atrito, onde os efeitos da viscosidade são considerados desprezíveis (não há tensões de cisalhamento), obtém-se a equação de Euler que é definida como:

$$\rho \frac{D\vec{V}}{Dt} = \rho \vec{g} - \nabla \rho \quad (2.31)$$

A partir da equação de Euler, a equação de Bernoulli, que descreve o comportamento do fluido que se move ao longo de um tubo ou conduto, é desenvolvida.

3 FUNDAMENTOS TEÓRICOS

Nesse capítulo é apresentada uma visão geral sobre as usinas hidrelétricas e suas aplicações, história, classificação das turbinas hidráulicas, com um aprofundamento dos conceitos reacionados às turbinas do tipo Bulbo e sobre os conceitos e aplicações na engenharia do biomimetismo, junto com o conceito da geometria da baleia jubarte.

3.1 TRABALHOS DA ÁREA

A aplicação do biomimetismo em projetos de engenharia, como em turbinas hidráulicas, ainda é considerado um tema novo, com o intuito de descrever de uma maneira geral esse tema. Outros temas como método dos volumes finitos (MVF) e dinâmica de fluidos computacional (Computational Fluid Dynamics) aplicados em projetos de turbinas hidráulicas também são apresentados a seguir.

Coelho (2006) descrevera a importância do estudo de melhorias em máquinas de baixa queda como a turbina bulbo, por meio da modelagem e de simulações numéricas do escoamento turbulento em tubos de sucção com a utilização da área de estudos dinâmica de fluidos computacional. Como resultado, observou-se que as melhorias analisadas se mostraram válidas e podem ser empregadas em futuros projetos.

Kelton, Sadowski e Sturrock (2007) desenvolveram uma simulação computacional como método para estudar modelos de sistemas do mundo real por avaliação numérica, usando um software desenvolvido para simular um sistema e/ou suas características por meio da criação de um modelo computacional com a finalidade de dar um entendimento melhor do comportamento daquele sistema em um determinado conjunto de condições.

Os avanços tecnológicos dos *softwares* de simulações computacionais que utilizam CFD proporcionaram o aumento de estudos envolvendo inovações tecnológicas na área de hidráulica, onde os *softwares* estão cada vez demandando um menor tempo de simulação computacional e aumento da confiabilidade dos resultados.

Como resultado desses fatores, a dinâmica de fluidos computacional é hoje uma ferramenta de *design* industrial estabelecida, ajudando a reduzir as escalas de tempo de projetos e a melhorar os processos de engenharia de todo o mundo. Os CFDs fornecem uma alternativa de baixo custo e alta precisão de testes de modelo em escala, com variações sobre a simulação que está sendo executada, oferecendo grandes vantagens (FLUENT, 2010).

A construção e otimização de projetos de sistemas com o auxílio da simulação computacional, resultam em aumento da eficiência e em redução dos custos de um projeto (LEWIS, 2004).

Uma das inovações tecnológicas proporcionadas pelo aumento de ferramentas que comprovam o aumento de desempenho em projetos de engenharia é o conceito de biomimetismo, onde a natureza serve de inspiração para o desenvolvimento tecnológico de diversas áreas, incluindo projetos de turbinas utilizadas em usinas de transformação de energia.

No trabalho de Soares (2008), foram apresentados diversos projetos envolvendo os conceitos de biomimetismo, sendo que se evidenciou a importância da utilização correta de ferramentas que combinem informações do biomimetismo com inovações de *design* de projetos. Como resultado, podem-se compreender analogias entre o mundo natural e projetos inovadores de *design*, contribuindo assim para a divulgação e efetiva aplicação do biomimetismo no *design* de novos produtos.

Versos (2010) descrevera que a natureza, como fonte de recursos inigualáveis pode fomentar a criatividade e a variedade de soluções eficientes em diversos projetos relacionados à melhoria de *design* em projetos, por meio da análise comparativa de soluções de *design* biônico e de soluções convencionais para a implementação da mesma funcionalidade. Assim procurou-se, recorrendo a um conjunto de critérios pré-definidos, indagar sobre os ganhos que podem ser alcançados com essa abordagem. O método proposto foi aplicado, resultando em dois projetos otimizados que foram desenvolvidos utilizando conceitos de biomimetismo.

Fish et al. (2011) realizaram um estudo sobre o biomimetismo a partir da aplicação da forma das ondulações encontradas nas nadadeiras peitorais da baleia jubarte em projetos de engenharia por meio de análises experimentais em modelos finitos, que demonstraram a capacidade dessa inovação tecnológica de trazer grandes benefícios técnicos e econômicos em diversos projetos, assim considerando a aplicação do desenho das ondulações das nadadeiras da baleia jubarte, uma alternativa de inovação tecnológica em projetos aerodinâmicos.

Rodrigues (2012) descrevera uma metodologia de otimização para a geometria de pás de turbinas axiais com o objetivo de determinar a geometria da pá nas condições de escoamento e de funcionamento impostas por meio de métodos, como os que fazem o uso de CFD, que proporcionem a realização do “melhor” projeto, em um curto período de tempo. Os resultados apresentaram um ganho de potência e melhor rendimento nas turbinas, além de uma melhora no tempo de processamento, demonstrando assim a viabilidade do uso de áreas de estudo como o CFD para a geração de geometrias ótimas de pás de rotores axiais.

No trabalho de Andrade (2014), foram apresentadas as possíveis contribuições do estudo da natureza para o *design* de novos produtos e tecnologias, por meio do biomimetismo. Foram levantados e organizados os conceitos, os métodos, as abordagens e a terminologia do *design* inspirados pela biomimética. Por fim, concluiu-se que o estudo da natureza é capaz de contribuir com o *design*, desde que sejam observadas as limitações de ambos: biomecânicas e evolucionárias por um lado; e tecnologias em processos e materiais por outro.

Gissoni (2015) apresentara um estudo sobre a utilização de conceitos dos métodos numéricos para resolver equações de Navier-Stokes levando em consideração a interação fluido-estrutura em turbinas hidráulicas. O método proposto é validado por meio da comparação de resultados obtidos com referências e com medições disponíveis na literatura, que tratam problemas de interações entre fluidos e estruturas de turbinas hidráulicas, comprovando-se assim a eficiência dos métodos numéricos na solução de equações de Navier-Stokes.

Muis et al. (2015) descreveram sobre a importância das inovações tecnológicas em turbinas axiais hidrodinâmicas de baixa queda, pois turbinas Kaplan e bulbo ainda possuem suas limitações, surgindo, assim, a relevância de estudos científicos para a criação de turbinas axiais com desenhos otimizados de suas pás. As análises numéricas do desempenho da turbina foram feitas utilizando um *software* comercial que utiliza conceitos de CFD. Os resultados das simulações numéricas mostraram que a turbina otimizada foi capaz de ser operada com eficiência máxima de 91 %.

3.2 USINAS HIDRELÉTRICAS

Dentre as usinas de geração de energia elétrica disponíveis, as hidrelétricas se destacam por utilizar a força da água (um recurso renovável e de fácil disponibilidade em alguns locais como no Brasil) para a geração de energia elétrica. O processo acontece a partir do escoamento do fluxo de água entre as pás das turbinas do sistema, tal escoamento estimula o gerador, o qual é responsável pela geração de energia elétrica. Após esse processo a energia elétrica fica disponível para ser distribuída até o consumidor final.

As usinas hidrelétricas possuem, no mundo, aproximadamente 135 anos de história; no Brasil, os primeiros aproveitamentos hidrelétricos foram realizados no Estado de Minas Gerais, por iniciativa do setor industrial (têxtil e de mineração). Inaugura-se, então, em 1883, a primeira unidade de produção de energia hidrelétrica (UHE), com vistas à autoprodução – a Usina de Ribeirão do Inferno. A primeira UHE com serviço de utilidade pública foi a Usina

de Marmelos-Zero, de propriedade da Companhia Mineira de Eletricidade, operativa a partir de 1889, (MIELNIK,1988).

As usinas hidrelétricas são compostas, basicamente, das seguintes partes (PEREIRA, 2015):

- Barragens: É uma estrutura construída no leito de um rio que é utilizada para represar a água e obter o desnível que permite o acionamento das turbinas;
- Vertedouros: é a estrutura do aproveitamento hidrelétrico dimensionada para extravasar o volume das cheias que possam exceder a capacidade de armazenamento do reservatório, com o objetivo de proteger a barragem contra o galgamento. Ou seja, é a estrutura empregada para evitar que o nível de água máximo do reservatório seja ultrapassado;
- Canal de adução: Para as usinas com arranjos de obras de derivação e desvio, com casa de força a jusante, pode existir um canal de adução para conduzir o escoamento de aproximação à tomada de água;
- Tomada de água: as tomadas de água estão localizadas na parte superior das barragens, são estruturas com comportas que permitem que o fluxo de água, passando também pelos condutos forçados, alcance e faça girar a turbina;
- Condutos forçados: Os condutos forçados conduzem o escoamento da tomada de água às turbinas. O escoamento em pressão ao longo dos condutos pode ser permanente ou não permanente, uniforme ou não uniforme;
- Casa de força: local que abriga os equipamentos eletromecânicos (turbina, rotor, estator, regulador de velocidade, etc.) responsáveis pela produção de energia das usinas hidrelétricas;
- Canal de fuga: local por onde o fluxo de água escoar após movimentar as turbinas;
- Comportas: são consideradas barragens móveis, isto é, barragens que podem ser movimentadas, abertas, para dar passagem à água em excesso, permitindo maior flexibilidade de operação às obras hidráulicas;
- Turbinas: É um rotor com pás móveis ou fixas onde o escoamento da água faz a turbina girar ao atingi-la, realizando a transformação de energia hidráulica em energia mecânica.

A Figura 4 apresenta a fase de construção da Usina Hidrelétrica Santo Antônio.

Figura 4 – UHE Santo Antônio.



Fonte: Santo Antônio Energia (2014).

Existem diversos tipos de turbinas utilizadas em usinas hidrelétricas, as mais conhecidas são Pelton, Francis, Propeller, Kaplan, Straflo e Bulbo que serão apresentadas no item 3.3 a seguir.

3.3 TURBINAS HIDRÁULICAS

As turbinas hidráulicas utilizadas em usinas hidrelétricas são máquinas de fluxo motoras que transformam a energia hidráulica em trabalho mecânico, por meio da pressão e energia cinética da água, com a finalidade de produzir energia elétrica, através do acionamento de geradores elétricos.

3.3.1 Histórico das turbinas

A evolução de projetos de turbinas hidráulicas iniciou-se, na França, em 1827 com a construção da primeira turbina hidráulica para fins práticos por Fourneyron, sendo projetada com auxílio do engenheiro francês Claude Burdin. Essa turbina alcançava uma eficiência de até 75% para potência total, com quedas de 107 metros (RODRIGUES, 2012). Em 1844,

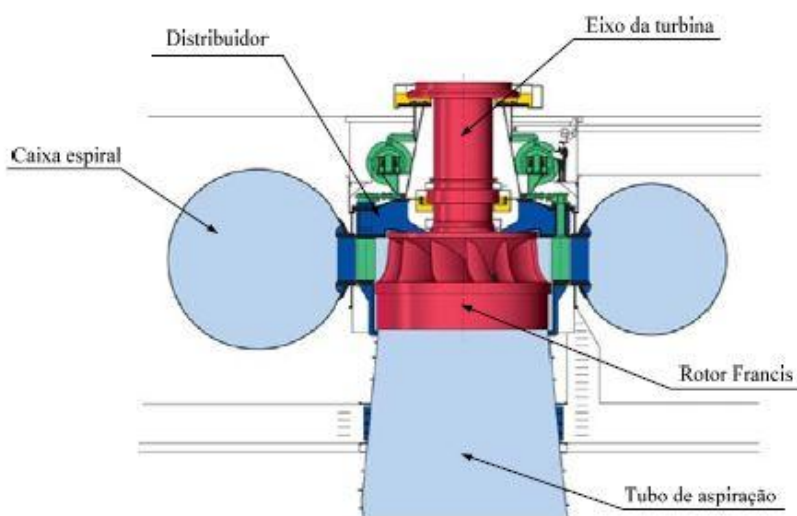
Uriah A. Boyden aumentou a eficiência destas turbinas, incluindo algumas modificações técnicas (FUNCHAL, 2008).

Em 1838, S.B. Howd patenteou para um desenho similar aos desenvolvidos por Jean V. Poncelet em 1820, para uma turbina de fluxo interno, sendo posteriormente esse projeto sendo melhorado por James Bicheno Francis (MARJAVAARA, 2006).

Em meados do século XIX, James Bicheno Francis, idealizou a turbina Francis, que desde sua criação vários aperfeiçoamentos foram realizados. Atualmente esse tipo de turbina é utilizado em quedas que variam de 10 até 200 metros. O funcionamento da turbina Francis ocorre através da passagem do fluxo de água por condutos forçados, entrando na caixa espiral, sendo então direcionados pelas pás do distribuidor até atingir as pás do rotor, levando a água até o tubo de sucção que drena a mesma para o canal de saída da turbina (HIDALGO, 2010).

A Figura 5 apresenta os principais componentes da turbina Francis.

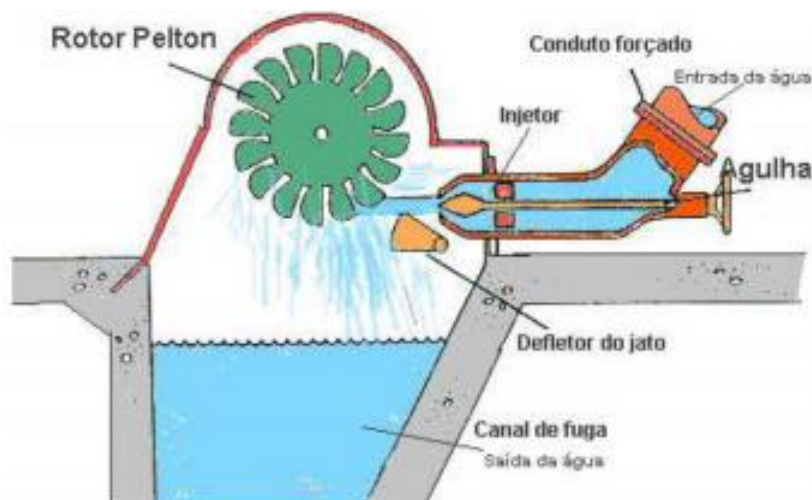
Figura 5 – Componentes turbinas Francis.



Fonte: Voith (2017).

As turbinas Pelton, Figura 6, foram criadas por Allan Lester Pelton, que em 1880, colocou em funcionamento o primeiro rotor com a forma atual, que pode ser utilizado em quedas altas com quedas d'água entre 100 metros e 1.200 metros. Os principais componentes das turbinas Pelton são roda munida de pás dispostas em círculo (rotor) e de injetor que desempenha o papel do distribuidor. Cada pá tem o formato de conchas dispostas simetricamente em relação ao plano meridiano da roda (HIDALGO, 2010).

Figura 6 – Configuração turbina Pelton.

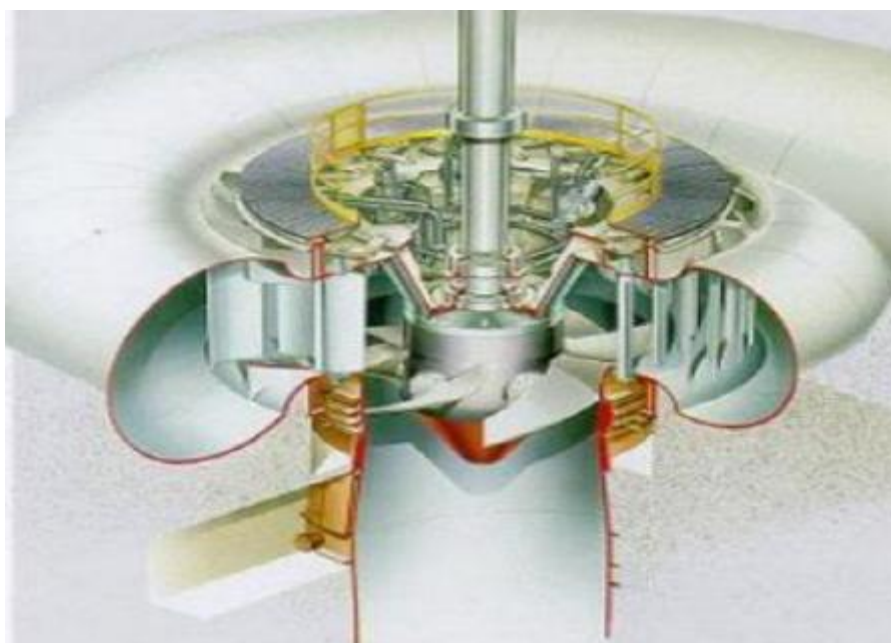


Fonte: Mello Jr. (2000).

Em 1912, um novo tipo de turbina axial a hélice comportando a possibilidade variar o passo das pás (hélice de pás orientáveis), foi concebido, pelo engenheiro Victor Kaplan. A turbina Kaplan é utilizada em quedas que variam de 12 e 50 metros aproximadamente e possui um mecanismo que permite variar o ângulo de inclinação das pás conforme a descarga, sem variação do rendimento, esse mecanismo fica alojado numa peça com formato de ogiva e seu comando é realizado por um regulador automático de velocidade (MACINTYRE, 1983).

A representação geométrica da turbina Kaplan é apresentada na Figura 7.

Figura 7 – Turbina Kaplan.



Fonte: Dalfré Filho (2015).

3.3.2 Classificação das turbinas hidráulicas

Diversos tipos de turbinas são utilizados para a geração de energia em usinas hidrelétricas e as principais podem ser classificadas em dois tipos: de impulso e reação. O principal tipo de máquina de impulso é a roda Pelton que trabalha com alturas entre 100-2000m. As turbinas de reação possuem dois tipos de classificações principais: de escoamento radial ou misto, e de escoamento axial.

- Turbinas Radiais

São aquelas turbinas onde o fluxo em escoamento de água mantém-se aproximadamente sobre um plano normal ao eixo da turbina. A principal turbina radial utilizada é a Francis, que pode ser de instalação fechada ou aberta, e trabalha com alturas entre 10-400 metros. A turbina Francis está presente em diversas usinas hidrelétricas como a de Itaipu, Tucuruí e Furnas.

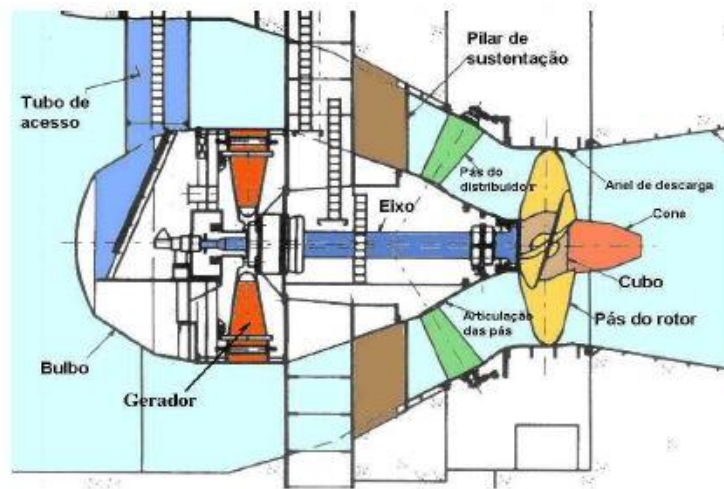
- Turbinas Axiais

São aquelas turbinas onde o fluxo de água escoar em volumes cilíndricos, percorrendo uma trajetória em torno do eixo da turbina. As turbinas axiais mais utilizadas são: do tipo hélice (turbinas Propeller que possuem as pás do rotor fixas), as turbinas do tipo Kaplan (turbinas com as pás do rotor ajustáveis), e as turbinas do tipo tubular (Straflo e Bulbo).

3.3.3 Turbinas Bulbo

As turbinas do tipo Bulbo são consideradas evoluções das turbinas do tipo tubular; possuem um rotor com as pás orientáveis como as turbinas do tipo Kaplan, podendo ser considerada uma turbina de reação do tipo Kaplan. Caracteriza-se por ter um gerador montado na mesma linha de turbina em posição quase horizontal e envolto por um casulo (Bulbo) que o protege do fluxo normal de água. A representação em corte de uma turbina Bulbo é apresentada na Figura 8.

Figura 8 – Representação de uma turbina Bulbo em corte.

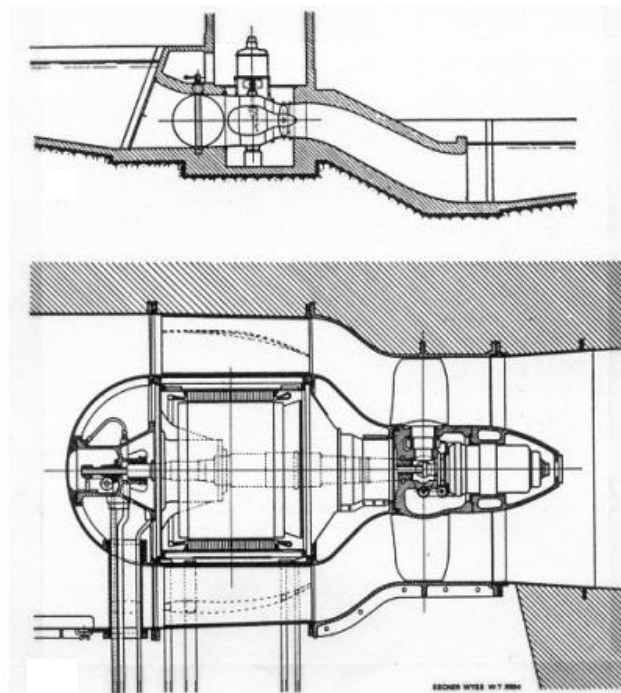


Fonte: Mello Jr. (2000).

É apresentada como uma solução compacta da turbina Kaplan, reduzindo assim o volume das obras civis, tornando a mesma de menor custo. Entretanto, por possuir tecnologias mais avançadas, o custo do equipamento eletromecânico, turbina e gerador são maiores do que os das turbinas tradicionais.

A Figura 9 apresenta os componentes mecânicos presentes em uma turbina do tipo Bulbo.

Figura 9 – Representação de uma turbina Bulbo.



Fonte: Macintyre (1983).

A diferença principal para a turbina Kaplan tradicional é que o escoamento ocorre na direção axial-radial pelas pás, ao invés de ser conduzido por uma espiral. É empregada na maioria das vezes em aproveitamentos de baixa queda (abaixo de 20 metros) e quase sempre a fio d'água. (HENN, 2006).

3.4 BIOMIMETISMO

3.4.1 Conceitos de Biomimetismo

Nas décadas de 1950 e 1960 iniciaram as primeiras preocupações com questões da sustentabilidade (SANTOS, 2009). Tem-se início também nesse período a concepção de que caberia aos projetistas, desenhistas, arquitetos e engenheiros planejar um mundo mais sustentável, com uma abordagem mais holística da natureza e de forma tecnologicamente orientada. Nasce, então, a ciência denominada biomimética, focada na adaptação dos princípios da natureza à tecnologia (SOARES, 2008).

No biomimetismo, a natureza é encarada como modelo, suas configurações, processos e sistemas, são utilizados como inspirações para invenções. É uma das técnicas de projeto mais utilizadas, sendo uma área da ciência que tem por objetivo o estudo das estruturas biológicas e das suas funções, procurando aprender com a natureza suas estratégias e soluções e utilizar esse conhecimento em diferentes domínios da ciência (BENYUS, 1997).

3.4.2 A Geometria da baleia jubarte na literatura

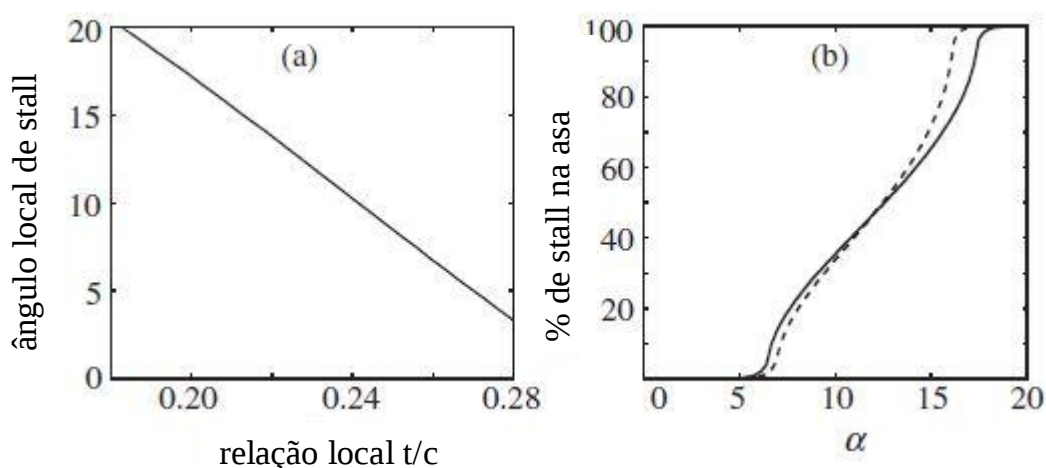
As nadadeiras das baleias jubarte (*Megaptera novaeangliae*) serviram de inspiração para o biomecânico Frank Fish, o qual aplicou a geometria, que contém saliências ao longo das extremidades, que prometem maior eficiência em aplicações desde turbinas eólicas a turbinas hidráulicas, em pás de turbinas eólicas, depois de observar que mesmo possuindo grande peso e dimensões, a baleia jubarte é capaz de dar grandes saltos fora da água (MUELLER, 2008).

A fim de estudar os ganhos hidrodinâmicos obtidos pela adoção da forma das nadadeiras das baleias jubarte em projetos de aerofólios, pesquisas começaram a ser realizadas por Miklosovic et al (2004) que realizaram os primeiros estudos dos pontos anatômicos e geométricos e dos movimentos das baleias jubarte. A primeira análise experimental foi realizada, tendo como coautor Fish.

Nierop et al. (2008) realizou um estudo com experimentos em túnel de vento para explicar a melhoria de desempenho das turbinas com ondulações nas bordas em relação às turbinas tradicionais. O estudo demonstrou que existe uma forte relação entre a razão t/c e o ângulo de estol local, como é ilustrado na Figura 10.

O perfil de menor corda c , tendo a mesma espessura t do perfil adjacente de corda maior, é mais propenso ao estol, dado que o descolamento da camada limite está associado à curvatura do perfil e ao gradiente de pressão adverso correspondente, dependendo então da razão entre a espessura e a corda da pá (t/c). Os projetos com geometria jubarte possuem uma menor relação t/c , proporcionando, assim, o atraso do descolamento e estol, evidenciando a capacidade dessas pás com ondulações, que possuem menor raio de curvatura, de produzir uma melhoria dos gradientes de pressão.

Figura 10 – Relação entre espessura e corda em perfis.

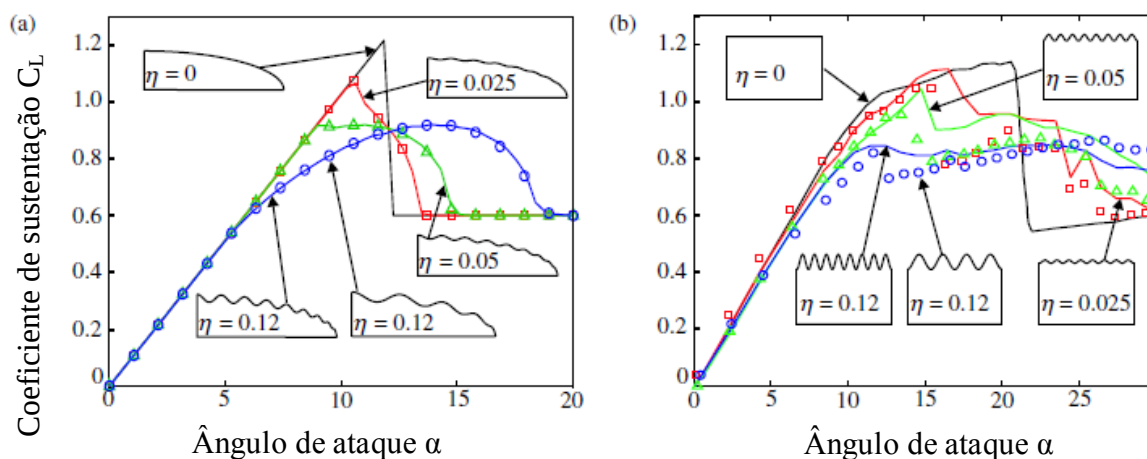


Fonte: Adaptado de Nierop (2008).

Na Figura 11, é apresentado o resultado do trabalho realizado por Nierop et al. (2008), onde os dados de elevação, Coeficiente de Sustentação C_L , e resistência para os modelos foram obtidos a partir de testes em um túnel de vento. As linhas sólidas em a, b e c mostram a média dos dados para o modelo sem as ondulações nas bordas e os triângulos abertos são resultados dos modelos com essas ondulações, o resultado demonstrou que grandes diferenças de C_L e eficiência aerodinâmica foram notadas a partir de grandes elevações do ângulo de ataque.

Entretanto, o estol produzido nessas condições também proporcionou uma considerável elevação do coeficiente de arrasto, gerando vórtices responsáveis pelo aumento do arrasto e diminuição da velocidade angular ou rotação das turbinas.

Figura 11 – Resultado modelos simulados.



Fonte: Adaptado de Nierop (2008).

Esses resultados obtidos por Miklosovic, et al. (2004) validaram as primeiras simulações computacionais obtidas por (FISH E LAUDER, 2006). Ensaio realizado por Fish, (2006) em turbinas eólicas com uma mesma velocidade de vento incidente, demonstraram que as pás jubarte, que contaram com as bordas onduladas, apresentaram uma maior potência relacionada às pás lisas.

Esses estudos realizados em túnel de vento por Nierop et al. (2008) comprovaram os estudos realizados por Fish et al. (2006) e Miklosovic et al. (2004), enfatizando os benefícios da aplicação da geometria jubarte em projetos de turbinas eólicas, proporcionando um embasamento teórico que venha proporcionar inovações tecnológicas em turbinas hidrocinéticas.

3.4.3 Aplicações do Biomimetismo na literatura

O aumento da quantidade de estudos relacionados ao biomimetismo mostra a importância da aplicação dessa técnica em projetos envolvendo inovações tecnológicas, fazendo com que estudos relacionados ao tema estejam cada vez mais presentes em projetos inovadores de diversas áreas da ciência, como na engenharia. A seguir serão apresentados casos de aplicação do biomimetismo em projetos de engenharia.

O engenheiro Eiji Nakatsu, no Japão, aplicou a forma do pássaro Martim Pescador que é capaz de mergulhar na água quase sem causar grandes turbulências, a fim de reduzir a poluição sonora causada por alguns trens-balas que ultrapassavam 300km/h e causavam grandes ruídos devido à onda de pressão atmosférica causada pelo trem. Eiji Nakatsu remodelou a forma do nariz do trem inspirado nas técnicas do biomimetismo, e após esse procedimento, os trens além de passarem a se mover de maneira mais silenciosa aumentaram sua velocidade em 10% e se tornaram 15% mais econômicos. (NEVES, 2015).

A Figura 12 apresenta o pássaro Martim Pescador e a aplicação do mesmo em projetos de trens-balas.

Figura 12 – Trem bala inspirado no bico do Martim Pescador.

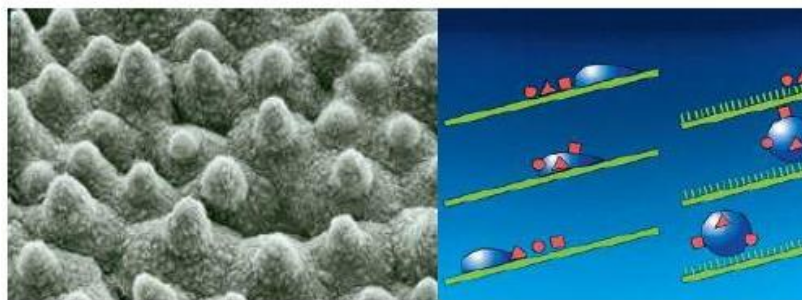


Fonte: The Biomimicry Institute (2017).

Também foram desenvolvidas inovações tecnológicas em diversas áreas como o desenvolvimento de tecidos “Fastskin”, realizado pela empresa Speedo, inspirados nas características da pele do tubarão, que proporciona o aumento da velocidade em até 7,5% em nadadores (INDUSTRIAL DESIGN, 2007).

A superfície da flor de lótus, apresentada na Figura 13, também serviu de inspiração para a aplicação do biomimetismo. Em meados da década de 1990, Wilhelm Barthlott patenteou a aplicação do “efeito lótus”, que surgiu no mercado no ano de 1999, sendo utilizada como tinta nas fachadas Lotusan na qual a sujeira depositada nas paredes externas de casas e edifícios que a utilizam, é limpa pelas gotas de chuva (PATSCHULL, 2005).

Figura 13 – Superfície da flor de lótus (esquerda) e simulação do efeito lótus.



Fonte: Weiland (2006).

Em 2005, foi apresentado o veículo “Boxfish”, desenvolvido pela Mercedes-Benz, com a aplicação da biomimética, características do Peixe-cofre, como excelente hidrodinâmica e esqueleto de alta resistência mecânica chamaram a atenção de pesquisadores e serviram de inspiração para a criação do automóvel Boxfish.

Nos testes de autonomia, foi constatado que essa inovação proporcionou aumento da economia de combustível e redução das emissões de óxido de nitrogênio em até 80%, quando comparados a outros veículos do mesmo porte e motorização (CHRYSLER, 2005). A evolução da aplicação da biomimética até o projeto do automóvel Boxfish é apresentada na Figura 14.

Figura 14 – Peixe-cofre (esquerda), Monobloco (centro) e automóvel Boxfish (direita).

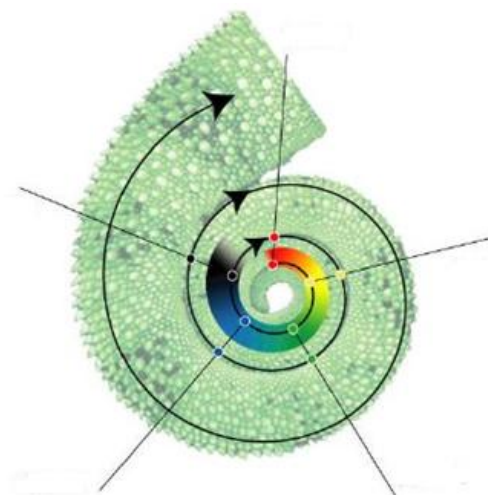


Fonte: Zari (2007).

As espirais centrípetas também serviram de inspirações em projetos de inovações tecnológicas. Jay Harman desenvolveu um misturador de água capaz de mexer sete milhões de litros de água num reservatório, garantindo a total higienização da água. As bombas com o misturador de água de inspiração biônica não produzem bolhas, reduzindo o consumo de energia entre 10% e 75% (dependente da aplicação) e tornando-se cerca de 75% mais silenciosa. A sua forma em espiral, apresentada na Figura 15, está sendo utilizada na

aplicação em indústrias aeroespaciais; na medicina, na climatização, em turbinas eólicas e na propulsão marítima (VERSOS, 2010).

Figura 15 – Design biomimético de um espiral.

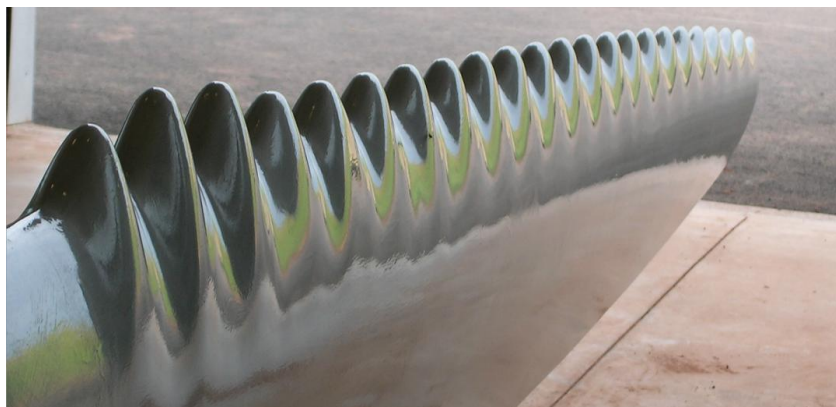


Fonte: Biomimicry Guild (2006).

Outra importante aplicação da biomimética na engenharia está apresentada na Figura 16, foram o das turbinas eólicas “Whalepower”, comercializadas pela empresa Whale Power Corporation. Essa turbina eólica foi inspirada na forma das nadadeiras peitorais da baleia jubarte que possuem protuberâncias em suas extremidades.

As lâminas nervuradas desse tipo de turbina eólica produzem, além da redução da resistência do ar, redução dos efeitos sonoros e um aumento da produção de energia por torre eólica (VERSOS, 2010).

Figura 16 – Turbina eólica inspirada nas baleias jubarte (Whale Power Corporation).



Fonte: Whale Power Corporation (2017).

Todas essas aplicações, aliadas às aplicações comerciais reforçam o caráter promissor dessa nova tecnologia. Até o presente momento, não existem na literatura estudos usando a geometria jubarte aplicados a turbinas hidrocínéticas. Esse foi um fator motivacional para o desenvolvimento do presente projeto, esperando verificar se é possível obter ganhos nesse ramo da engenharia.

3.5 MÉTODO DOS VOLUMES FINITOS (MVF)

Nos estudos da área de fluidodinâmica é mais comum a análise de problemas utilizando-se a formulação de volume de controle onde devem ser satisfeitas as condições de contorno, o que pode ser feito através de métodos analíticos e numéricos. Grande parte de problemas envolvendo fluidodinâmica exige uma solução analítica complexa, surgindo-se assim a necessidade da utilização de métodos numéricos para a solução desses problemas.

Um dos métodos numéricos mais efetivamente utilizados para resolver equações complexas envolvendo conceitos de cálculos diferencial ou integral é o método dos volumes finitos (MVF), que é atualmente empregado em uma série de análises no ramo de engenharia, principalmente nos campos estruturais e de fluidodinâmica, visto que quase todos os códigos CFD adotam esse método.

A função dos métodos numéricos é solucionar uma ou várias equações diferenciais substituindo as derivadas da equação por expressões algébricas que envolvam a função incógnita. Quando se decide utilizar os métodos numéricos para se aproximar as equações diferenciais, se aceita ter a solução num número discreto de pontos, esperando que quanto maior for o número de pontos, mais próximo da solução exata será a solução aproximada (GONÇALVES, 2007).

O Método dos Volumes finitos utiliza a mesma ideia de separar o domínio em vários pequenos elementos. A equação diferencial que é integrada diretamente no volume de controle. Neste método as funções de interpolação são utilizadas para aproximar as incógnitas nos pontos de integração. (TOMBAREVÉ, 2013)

Em um método de volumes finitos as funções desconhecidas são representadas em termo dos valores médios sobre um conjunto de volumes finitos, onde o modelo de Equações Diferenciais Parciais, integrado, é requerido para definir um sentido médio (MALISKA, 2004).

Segundo Muniz (2003), o método dos volumes finitos tem sido cada vez mais utilizado em estudos onde métodos numéricos avançados são utilizados e tem vantagens como maior

estabilidade numérica, menor quantidade de memória requerida e menor tempo computacional, para soluções com mesma qualidade.

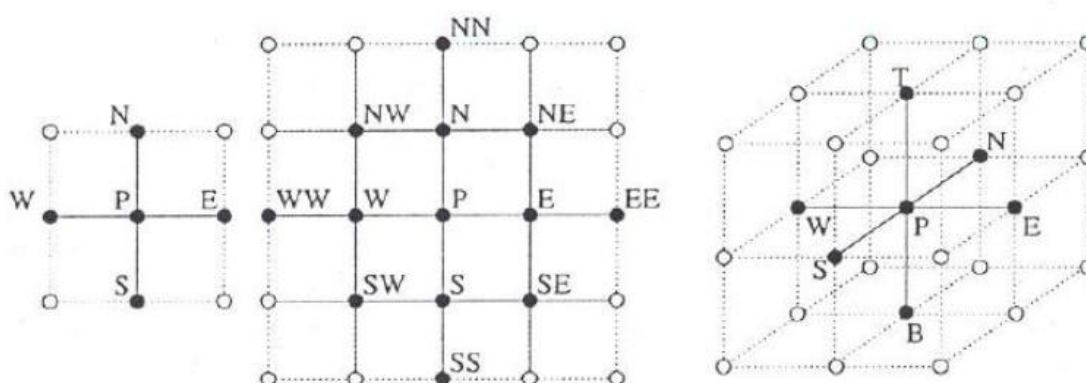
A vantagem principal do método dos volumes finitos também é o fato de manter a conservação das propriedades em cada volume. Porém, uma desvantagem frente ao mesmo é a dificuldade na utilização de esquemas de interpolação de mais alta ordem, especialmente em três dimensões. Isto se deve à necessidade de dois níveis de aproximação no método dos volumes finitos: integração e interpolação. (MUNIZ, 2003).

O MVF consiste em dividir o domínio em um número finito de volumes que corresponderão às células da malha, em cada volume de controle é então aplicado às equações com o objetivo de obter equações algébricas lineares, o número de incógnitas corresponderá ao número de volumes da malha vezes o número de variáveis (PATANKA, 1980).

A malha representa a união das subdivisões dos elementos, logo a eficiência da malha dependerá da adaptação do refinamento feito. Esse refinamento depende de operações aritméticas, que são proporcionais ao elemento finito. A malha apresenta vários tipos de geometrias, em especial o triangular, o quadrilátero, hexaedros, entre outros (OWEN, 1998).

Como exemplo da formação de malhas em volumes de controle, a Figura 17, mostra a representação de um volume de controle (P), e a nomenclatura dos pontos nodais vizinhos – W, E, S e N para malhas bidimensionais, acrescentando B e T para malhas tridimensionais (ROSA, 2008).

Figura 17 – Representação de volumes de controle e nós.



Fonte: Ferziger & Peric (1996)

Considerando apenas a equação de conservação genérica para a variável ϕ e assumindo que o campo de velocidades e todas as propriedades do fluido são conhecidos, o método dos volumes finitos parte da forma integral da equação de conservação. O domínio de solução é

subdividido em uma malha de pequenos volumes de controle. Na equação genérica para as equações de transporte (ROSA, 2008):

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho\phi) + \nabla(\rho\phi u - \Gamma\nabla\phi) = S^\phi \quad (3.1)$$

Onde $\Gamma\phi$ é a difusividade de ϕ , a variável genérica transportada; ϕ deve ser conservada em cada um dos volumes de controle da geometria discretizada. Discretizando essa equação para um volume de controle, obtendo-se:

$$\frac{\delta}{\delta t}(\rho\phi) + \frac{\partial}{\partial x_L} \left(\rho\phi u_L - \Gamma \frac{\delta\phi}{\delta x_L} \right) = S^\phi \quad (3.2)$$

Onde δx_L são as dimensões do volume de controle, e δt é o passo no tempo da iteração (para o caso de um problema transiente).

Neste trabalho, o método dos volumes finitos foi utilizado através do software ANSYS Fluent® para solucionar problemas de CFD juntamente com a geração adaptativa de malha. Esse software tem como base a resolução de equação diferencial parcial (EDP) que forma a base para as leis das ciências naturais e a fundação para modelagem de uma ampla faixa de fenômenos da ciência e engenharia.

O ANSYS Fluent® utiliza o MVF dividindo o domínio em volumes de controle discretos usando uma malha computacional, após a geração de malhas e utiliza a integração das equações que determinam o comportamento dos volumes de controle para montagem de equações algébricas para o cálculo de variáveis, como por exemplo, velocidade e pressão (NAKASONE, 2006).

Para que a simulação fluidodinâmica deste trabalho pudesse ser realizada o domínio de cálculo foi discretizado em uma malha. Isso porque, o cálculo de um escoamento de fluido é efetuado com base na discretização das equações que representam os campos de velocidade, pressão e correlações estatísticas de turbulência, em uma discretização do domínio 3D. (RODRIGUES, 2012).

4 ANÁLISE DE ESCOAMENTOS TURBULENTOS

4.1 INTRODUÇÃO

Um dos grandes desafios de cientistas e de engenheiros que estudam e que desenvolvem projetos na área de fenômenos dos transportes é lidar com os escoamentos turbulentos que estão presentes em diversas áreas industriais como no desenvolvimento de turbinas hidráulicas.

De acordo com Brito et al. (2005), a turbulência tem como características ser altamente difusiva, ocorrer a números altos de Reynolds e apresentar movimentos aleatórios das partículas de fluido, os quais são dependentes da posição espacial e do tempo. É caracterizada por flutuações tridimensionais da velocidade e é uma característica do escoamento, não uma propriedade do fluido. Trata-se de um fenômeno que depende das condições iniciais impostas, onde pequenas perturbações nessas condições modificam o resultado do fenômeno, tornando-se impossível sua predição determinística.

Resumidamente, segundo Bradshaw (1971), o desenvolvimento da turbulência apresenta: crescimento de perturbações com flutuações periódicas de velocidade, de pressão ou de temperatura; e presença de instabilidades bidimensionais, onde existe um elevado campo vortical, levando à transferência de energia das maiores para as menores escalas de escoamento.

4.2 MÉTODOS PARA ANÁLISE DE TURBULÊNCIA

Em projetos de engenharia existem três principais tipos de métodos de solução de problemas disponíveis aos engenheiros: analíticos, numéricos e experimentais. Os métodos experimentais têm como principais características: trabalharem em tempo real, sua alta confiabilidade, empregarem aparelhos de medição para mensurarem os parâmetros de interesse, como sensores, e conseguirem alterar a natureza do escoamento a partir da aplicação de sensores ou uso de partículas de contraste.

Existem diversos tipos de métodos numéricos utilizados na mecânica computacional como elementos finitos, elementos de contorno, volumes finitos e método das diferenças finitas.

De acordo com Spalart (2000), ao longo dessas últimas décadas, por meio dos rápidos progressos computacionais sucedidos, o uso de novas metodologias para a resolução das

equações de governo desse complexo problema físico se tornou viável. Determinados métodos se tornaram, em razão do progresso observado, mais habituais nestes tipos de problemas de turbulência, principalmente: as equações médias de Reynolds (*Reynolds averaged Navier-Stokes*, RANS), simulação de grandes escalas (*large Eddy simulation*, LES) e simulação numérica direta (*direct numerical simulation*, DNS).

Rhie (2006) definira que a turbulência é um fenômeno complexo que apresenta uma ampla quantidade de graus de liberdade. A resolução direta das equações de Navier-Stokes, que governam a turbulência, induz à sua conduta aleatória, em razão do seu caráter não linear, e ainda, a inviabilidade de estarem determinadas as condições de contorno em todos os pontos de fronteira, a cada instante de tempo, para fluxos em aplicações objetivas do cotidiano.

A resolução completa de todos os graus de liberdade do escoamento em análise é o escopo da técnica DNS, sendo resolvido completamente o espectro de frequência da turbulência nesse caso. Pelo fato do número de graus de liberdade a serem determinados ser uma função proporcional ao número de Reynolds (Re), esse método é restrito a escoamentos com baixos valores de Re (REZENDE, 2009).

4.3 MODELO MATEMÁTICO

O modelo matemático para a simulação do escoamento consiste em sistema de equações de continuidade, de Navier-Stokes e equações de modelo de turbulência. Para modelar o fenômeno da turbulência utiliza-se a estratégia *URANS* (*unsteady Reynolds averaged Navier-Stokes*) e o modelo $k-\epsilon$.

A simulação numérica desse trabalho foi realizada pelo *software* ANSYS Fluent® que utiliza métodos numéricos baseados no método dos volumes finitos e utiliza as equações de Navier Stokes adaptadas aos escoamentos que simula.

A decomposição de Reynolds é utilizada para simular a transferência de energia das grandes escalas do escoamento para as pequenas escalas, até que a energia seja dissipada sob a forma de calor por meio da viscosidade molecular. A partir da decomposição de Reynolds, surgem as tensões de Reynolds, que causam o problema de fechamento da turbulência. Para a solução desse problema utilizam-se modelos de turbulências para a obtenção de relações entre as tensões de Reynolds e uma função de campo médio de velocidade, (SILVEIRA NETO, 2002).

O princípio do MVF é a decomposição do domínio em pequenos volumes de controle que junto com os nós, formam a malha, utiliza-se como ponto de partida a forma integral da

equação da conservação. O domínio de solução é dividido em um número finito de volumes de controle (VC), e a equação da conservação é aplicada a cada VC.

No centroide de cada VC localiza-se um nó computacional, no qual são calculados os valores das variáveis, sendo os valores das variáveis nas superfícies dos VC obtidos por interpolação em função dos valores nodais (centro do VC).

As integrais de volume e de superfície são aproximadas usando fórmulas de quadratura apropriadas. Como resultado, obtém-se uma equação algébrica para cada VC, na qual aparecem os valores das variáveis no nó em causa e nos nós vizinhos (GONÇALVES, 2007).

As equações que governam o escoamento analisado são as equações da continuidade e a da conservação do movimento, que podem ser expressas em sua forma média.

Considerando o escoamento com incompressível, têm-se as Equações (4.1) e (4.2):

$$\frac{\partial}{\partial x_j}(\bar{u}_j) = 0; \quad (4.1)$$

$$\frac{\partial}{\partial x_j} \rho(\bar{u}_j) + \frac{\partial}{\partial x_k} \rho(\overline{u_j u_k}) = -\frac{\partial \bar{p}}{\partial x_j} + \frac{\partial}{\partial x_k} \rho \left(v \left(\frac{\partial \bar{u}_j}{\partial u_k} + \frac{\partial \bar{u}_k}{\partial u_j} \right) \right); \quad (4.2)$$

Sendo u_i as componentes de velocidade, ρ a massa específica, p a pressão e ν a viscosidade molecular, que será modelada dentro de um contexto de fechamento em primeira ordem.

4.4 MODELOS DE TURBULÊNCIA

Em 1877, ocorreu a primeira tentativa em formular fenômenos turbulentos, Boussinesq sugeriu uma hipótese em que a tensão turbulenta seja representada por modelo similar à tensão de origem molecular; essa hipótese se fundamentava na relação da analogia entre as tensões viscosas do regime laminar e as tensões turbulentas, admitindo-se que as tensões turbulentas são proporcionais ao gradiente de velocidade média e o coeficiente de proporcionalidade usado é denominado de viscosidade turbulenta.

Existem dois modelos mais comuns que utilizam a hipótese de Boussinesq (FREIRE, 2002). Esses modelos se diferenciam pelo número de equações utilizadas para representar a viscosidade turbulenta, μ_t ; um faz o uso de uma equação diferencial parcial e o outro, que será utilizado e apresentado neste trabalho, utiliza duas equações diferenciais parciais.

4.5 MODELOS COM DUAS EQUAÇÕES

4.5.1 Modelo $k-\varepsilon$.

No modelo $k-\varepsilon$, a equação de transporte da energia cinética de turbulência foi desenvolvida a partir da equação das tensões de Reynolds, define k (energia cinética de turbulência) como variação das flutuações em velocidade e ε (dissipação do redemoinho de turbulência) como a taxa na qual as flutuações de velocidade se dissipam, (ZANDONADE, 1999).

A equação de continuidade, por meio do modelo $\kappa-\varepsilon$, pode ser definida pela Equação (4.3):

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho U) = 0 \quad (4.3)$$

E a equação de momento se torna a Equação (4.4).

$$\frac{\partial \rho U}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho U \otimes U) - \nabla \cdot (\mu_{eff} \nabla U) = \nabla p' + \nabla \cdot (\mu_{eff} \nabla U)^T + B \quad (4.4)$$

Onde , B é a soma das forças do corpo e, μ_{eff} é a viscosidade efetiva considerada pela turbulência, e p' é a pressão modificada dada pela Equação (4.5).

$$p' = p + \frac{2}{3} \rho k \quad (4.5)$$

O modelo $k-\varepsilon$ é baseado no conceito de viscosidade de redemoinho, de forma que:

$$\mu_{eff} = \mu + \mu_t \quad (4.6)$$

Onde, μ_t é a viscosidade de turbulência. O modelo $\kappa-\varepsilon$ assume que a viscosidade de turbulência é unida à energia cinética de turbulência e a dissipação é dada pela relação (4.7).

$$\mu_t = C_\mu \rho \frac{k^2}{\varepsilon} \quad (4.7)$$

Onde, C_μ é uma constante. Os valores de κ e ε vêm diretamente das equações diferenciais de transporte para energia cinética de turbulência e a taxa de dissipação de turbulência, respectivamente (4.8) e (4.9).

$$\frac{\partial(\rho k)}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho U k) = \nabla \cdot \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \nabla k \right] + P_k - \rho \varepsilon ; \quad (4.8)$$

$$\frac{\partial(\rho \varepsilon)}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho U \varepsilon) = \nabla \cdot \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \nabla \varepsilon \right] + \frac{\varepsilon}{k} (C_{\varepsilon 1} P_k - C_{\varepsilon 2} P_\varepsilon) \quad (4.9)$$

Onde, $C_{\varepsilon 1}$, $C_{\varepsilon 2}$, σ_k , σ_ε são constantes. P_k é a produção de turbulência devido às forças viscosas e de flutuabilidade, Equação (4.10).

$$P_k = \mu_t \nabla U (\nabla U + \nabla U^T) - \frac{2}{3} (\nabla U) (3 \mu_t \nabla U + \rho k) + P_{kb} \quad (4.10)$$

4.5.2 Modelo k- ω .

No modelo k- ω , a produção de ω pode ser interpretada como o efeito que o trabalho realizado pelo escoamento médio sobre o espectro de comprimentos da turbulência possui sobre a taxa de dissipação específica. A equação modelada de k é resolvida juntamente com uma equação para a taxa específica de dissipação da energia cinética turbulenta, $\omega = \varepsilon/k$. Comumente ω é visto como a frequência característica do processo de decaimento da turbulência sendo que o inverso de ω é a escala de tempo em que dissipação da energia turbulenta ocorre (WILCOX, 1993).

Embora a dissipação ocorra em nível molecular, a sua taxa real é definida pela taxa de transferência de energia ao longo do espectro de comprimentos e, portanto, ω é definida pelas grandes escalas de movimentos e está intimamente relacionada com as propriedades do escoamento médio.

Os modelos k- ω assumem que a viscosidade turbulenta está vinculada à energia cinética da turbulência (k) e à frequência da turbulência (ω) via relaxação apresentada na Equação (4.11).

$$\mu_t = \rho \frac{k}{\omega} \quad (4.11)$$

O modelo k- ω resolve duas equações de transporte, uma para a energia cinética da turbulência, k, e a outra para a frequência da turbulência, ω . O tensor tensão é computado a partir do conceito de viscosidade turbulenta. A formulação do modelo segue então com as Equações (4.12) e (4.13):

Equação do transporte de k:

$$\frac{\partial(\rho k)}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho U k) = \nabla \cdot \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \nabla k \right] + P_k - \beta' \rho k \omega. \quad (4.12)$$

Equação do transporte de ω :

$$\frac{\partial(\rho \omega)}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho U \omega) = \nabla \cdot \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\omega} \right) \nabla \omega \right] + \alpha \frac{\omega}{k} P_k - \beta \rho \omega^2. \quad (4.13)$$

O vetor velocidade U e a massa específica ρ são tratados como quantidades conhecidas. P_k é o termo da taxa de produção da turbulência, calculado pela Equação (4.14).

$$P_k = \mu_t \nabla U (\nabla U + \nabla U^T) - \frac{2}{3} (\nabla U) (3 \mu_t \nabla U + \rho k) + P_{kb} \quad (4.14)$$

No caso de fluidos incompressíveis, o divergente da velocidade é pequeno e, assim, o segundo termo do lado direito desta equação não contribui significativamente para a produção da turbulência. As constantes para o modelo são dadas por (MENTER, 2003):

$$\beta' = 0,09$$

$$\alpha = 5/9$$

$$\beta = 0,075$$

$$\sigma_k = 2$$

$$\sigma_\omega = 2$$

O tensor tensão de Reynolds é obtido a partir da Equação (4.15):

$$\tau_{ij} = -\mu_t \left(\frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \bar{u}_j}{\partial x_i} \right) + \rho \frac{2}{3} \delta_{ij} k \quad (4.15)$$

4.5.3 Modelo SST

O modelo de turbulência SST foi proposto por Menter (2003). É um modelo do tipo RANS (*Reynolds averaged Navier-Stokes*) e utiliza o equacionamento de dois outros modelos, k-ε e o k-ω. Sua formulação se dá de forma bem simplificada. Na região externa do escoamento se usa a formulação do robusto modelo k-ε e onde esse se mostra pouco eficiente, na região próxima à parede, utilizam-se as equações de transporte do modelo k-ω.

As equações de transporte do modelo SST são dadas pelas Equações (4.16) a (4.20).

$$\rho \frac{\partial k}{\partial t} + \rho \bar{u}_j \frac{\partial k}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + P_k - \beta^* \rho k \omega, \quad (4.16)$$

Onde, ρ é a massa específica, μ é a viscosidade e:

$$P_k = \mu_t \frac{\partial \mu_i}{\partial x_j} \left(\frac{\partial \mu_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \mu_j}{\partial x_i} \right) \Rightarrow P_k = \min (P_k, 10\beta^* \rho k \omega) \quad (4.17)$$

$$\rho \frac{\partial \omega}{\partial t} + \rho \bar{u}_j \frac{\partial \omega}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[(\mu + \sigma_\omega \mu_1) \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \right] + \alpha \rho S^2 - \beta \rho \omega^2 + 2(1 - F_1) \rho \sigma_{\omega 2} \frac{1}{\omega} \frac{\partial k}{\partial x_i} \frac{\partial \omega}{\partial x_i} \quad (4.18)$$

Onde F_1 é definido como:

$$F_1 = \tanh \left\{ \left\{ \min \left[\max \left(\frac{\sqrt{k}}{\beta^* \omega \gamma}, \frac{500\nu}{\gamma^2 \omega} \right) \frac{4\rho \sigma_{\omega 2} k}{CD_{k\omega} \gamma^2} \right] \right\}^4 \right\} \quad (4.19)$$

Com:

$$CD_{k\omega} = \max \left(2\rho \sigma_{\omega 2} \frac{1}{\omega} \frac{\partial k}{\partial x_i} \frac{\partial \omega}{\partial x_i}, 10^{-10} \right) \quad (4.20)$$

e γ é a distância da superfície de não deslizamento.

As outras constantes são todas oriundas dos modelos κ - ε e κ - ω com alguns ajustes e são determinadas como $\beta^*=0,09$, $\alpha_1=5/9$, $\beta_1=3/40$, $\sigma_{k1} = 0,85$, $\sigma_{\omega 1}=0,5$, $\alpha_2 = 0,44$, $\beta_2=0,0828$, $\sigma_{k2} = 1$ e $\sigma_{\omega 2} = 0,856$ (MENTER , 2003).

Nota-se que a viscosidade de turbulência é calculada neste modelo como:

$$\mu_t = \rho \frac{\alpha_1 \kappa}{\max \left[\alpha_1 \omega, (S_{ij} S_{1j})^{\frac{1}{2}} F_2 \right]}; \quad (4.21)$$

onde, $(S_{ij} S_{1j})^{\frac{1}{2}}$ é uma medida invariante do tensor taxa de deformação e F_2 é uma das funções de combinação e é determinada por:

$$F_2 = \tanh \left\{ \left[\max \left(\frac{2\sqrt{k}}{B * \omega \gamma}, \frac{500\nu}{\gamma^2 \omega} \right)^2 \right] \right\} \quad (4.22)$$

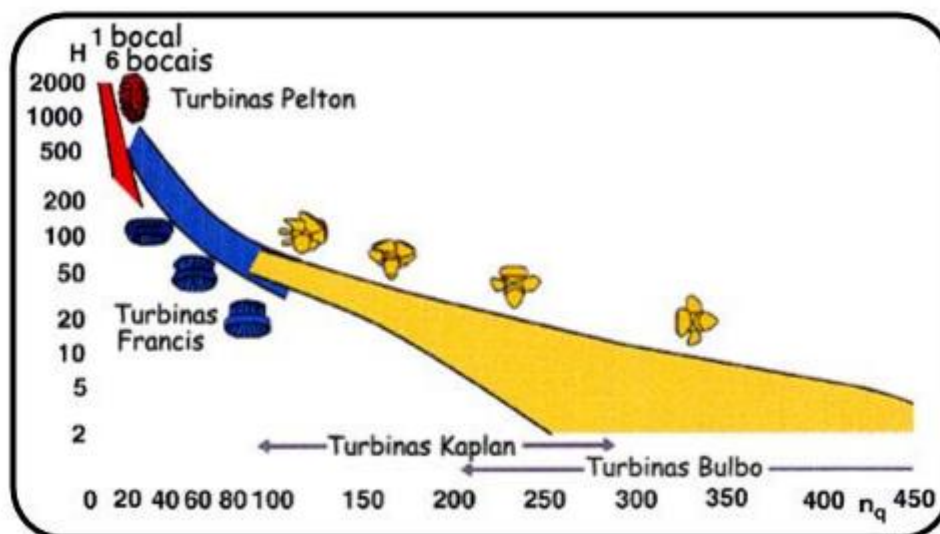
5 PROJETO DE TURBINAS

5.1 DIMENSIONAMENTO

Para a seleção mais adequada do tipo de turbina hidráulica a ser utilizada no projeto de uma usina hidrelétrica, é necessário realizar, além do estudo das características locais onde a usina será construída, o cálculo do valor da rotação específica (n_s), utilizando esse valor para comparação com a altura de queda (H) e a vazão. Após ter a obtenção desses valores é possível realizar os cálculos do dimensionamento da turbina escolhida.

A Figura 18 apresenta o campo de aplicações dos principais tipos de turbinas hidráulicas. Embora fique evidenciada a existência de regiões em que predomina um determinado tipo de turbina, existem faixas de altura de queda e de vazão em que mais de um tipo de turbina pode ser utilizada. Neste caso são necessários critérios adicionais de seleção.

Figura 18 – Campo de aplicação de turbinas hidráulicas.



Fonte: Adaptado de Voith (2004).

Para a escolha do tipo de turbina a ser utilizada na usina hidrelétrica e para posterior dimensionamento da mesma, consideram-se as variáveis presentes na Tabela 1.

Tabela 1 - Variáveis para seleção e dimensionamento da turbina.

Altura de queda (H)	13,9 metros
Vazão (Q)	561 m ³ /s
Rotação real (n)	100 rpm

Fonte: Adaptado de ANEEL (2007).

Com os valores apresentados na Tabela 1, é possível obter os valores da potência útil e da velocidade específica, escolhida para definir o tipo de turbina a ser utilizado de acordo com as características locais onde a usina será construída. Para a definição dos valores dessas e de outras variáveis características das turbinas do trabalho, utilizam-se as Equações (5.1) e (5.2) (HENN, 2006).

Potência Útil

$$P_h = \eta_h \times Q \times H \quad (5.1)$$

Rotação Específica

$$n_s = n \times \frac{\sqrt{P_h}}{H} \times \frac{1}{\sqrt[4]{H}} \quad (5.2)$$

Com os valores da vazão (Q) de 561 m³/s, da potência útil (P_h) de 70,35 MW e da altura de queda (H) de 13,9 m, o tipo mais apropriado para esse caso é a turbina Bulbo, como apresentado na Figura 18. Após a definição do tipo de turbina a ser utilizado, o dimensionamento da turbina bulbo pode ser realizado de acordo com as suas características.

Diâmetro externo do rotor.

$$D1 = (4,8) \sqrt[3]{\frac{Q}{n}} \quad (5.3)$$

Diâmetro do cubo.

$$d1 = (0,5)D1 \quad (5.4)$$

Secção livre de passagem de água pela turbina.

$$S = (D1^2 - d1^2) \times \frac{\pi}{4} \quad (5.5)$$

Velocidade Meridiana (Vm).

$$Vm = \frac{Q}{S} \quad (5.6)$$

Número de pás (Z).

Tabela 2 - Números de pás relacionados à altura de queda.

4 pás	H de 10 a 21 m
5 pás	H de 12 a 23m
6 pás	H de 15 a 35m
7 pás	H maior que 35m

Fonte: Macintyre (1983).

Considerando a Tabela 2, o número de pás a ser utilizado será cinco.

Passo entre as pás, medido na circunferência de raio médio:

$$Rm = \frac{D1 + d1}{2} \quad (5.7)$$

$$t = 2 \times \pi \times \frac{Rm}{Z} \quad (5.8)$$

O comprimento das pás pode ser dado a partir da altura de queda H ou das relações entre diâmetros.

Comprimento das pás (L):

$$L = \lambda \times t \quad (5.9)$$

Onde:

$$\lambda = \frac{78}{\sqrt[3]{ns^2}}$$

Velocidade periférica u, média:

$$u = \frac{\pi \times Dm \times Ns}{60} \quad (5.10)$$

O rendimento hidráulico é aproximadamente 5 % maior que o rendimento total, portanto:

Para 5 %:

$$\eta_{hid} = 0,05 + \eta_h \quad (5.11)$$

Velocidade periférica V_{u1} , absoluta:

$$V_{u1} = \frac{\eta_{hid} \times g \times H}{u} \quad (5.12)$$

Ângulo β_1 :

$$\operatorname{tg} \beta_1 = \frac{V_m}{u - V_{u1}} \quad (5.13)$$

Ângulo β_2 :

$$\operatorname{tg} \beta_2 = \frac{V_m}{u} \quad (5.14)$$

Ângulo β_∞ :

$$\operatorname{tg} \beta_\infty = \frac{V_m}{u \times \frac{V_{u1}}{2}} \quad (5.15)$$

A Tabela 3 apresenta os principais resultados encontrados no dimensionamento da turbina de acordo com os dados locais da UHE Santo Antônio.

Tabela 3 – Principais resultados encontrados no dimensionamento da turbina,

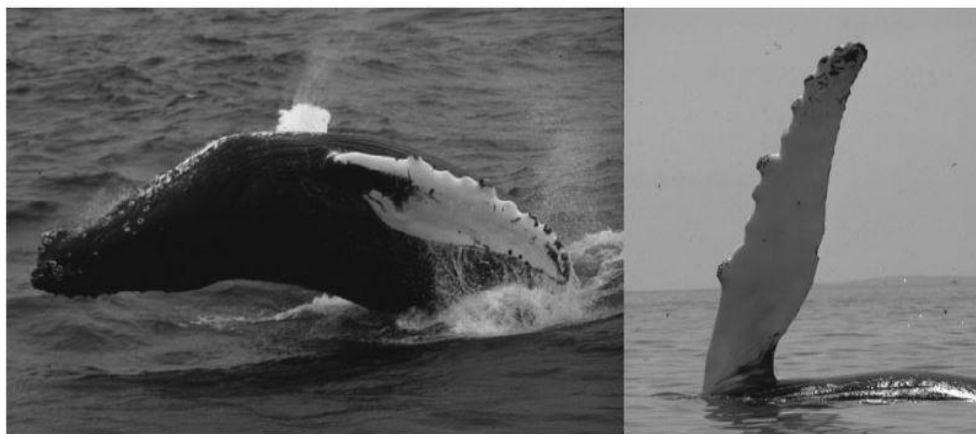
Potência útil (P_h)	70,35 MW
Rotação específica (ns)	1152,35
Diâmetro externo do rotor (D_1)	8,53 m
Diâmetro do cubo (d_1)	4,26 m
Secção livre de passagem (S)	42,89 m ²
Número de pás (Z)	5 pás
Passo entre pás (t)	4,02m
Comprimento das pás (L)	3,00 m
Velocidade meridiana (V_m)	13,08 m/s
Velocidade periférica (u)	33,47 m/s
Ângulo (β_1)	23,75°
Ângulo (β_2)	21,31°
Ângulo (β_3)	11,08°

Fonte: Produção do próprio autor.

5.2 DIMENSIONAMENTO DA TURBINA COM BIOMIMETISMO

A geometria das pás do rotor da turbina bulbo com biomimetismo foi projetada ondulando as extremidades imitando a forma das nadadeiras da baleia jubarte. A modelagem matemática dessas ondulações não foi aprofundada devido à escassez de estudos anteriores que tenham aplicado biomimetismo utilizando a geometria das nadadeiras da baleia jubarte em turbinas hidráulicas. A geometria da nadadeira da baleia jubarte é apresentada na Figura 19.

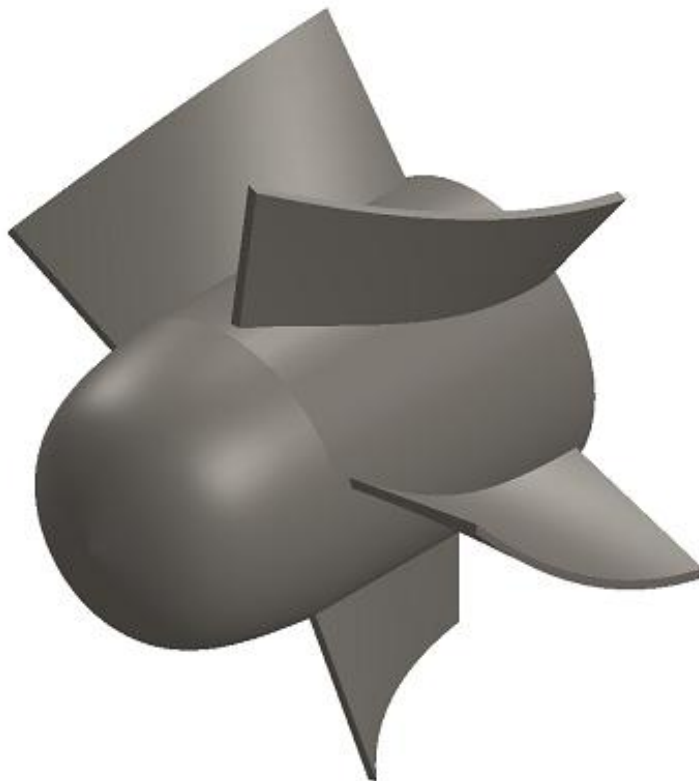
Figura 19 – Detalhamento da geometria da nadadeira da baleia jubarte.



Fonte: Fish (2008).

Tendo em vista a limitação de estudos anteriores, aplicaram-se ondulações nas extremidades das pás para avaliar se as mesmas, que imitam as nadadeiras da baleia jubarte, proporcionam melhoria de rendimento nas turbinas do tipo Bulbo comparado às turbinas comuns. As turbinas comuns sem aplicação do biomimetismo e com a aplicação do biomimetismo utilizadas neste estudo foram projetadas utilizando o *software* comercial SolidWorks® e são apresentadas nas Figuras 20 e 21, utilizando as variáveis encontradas no cálculo do projeto apresentadas na Tabela 3.

Figura 20 – Modelo virtual da turbina bulbo comum (sem a aplicação do biomimetismo).

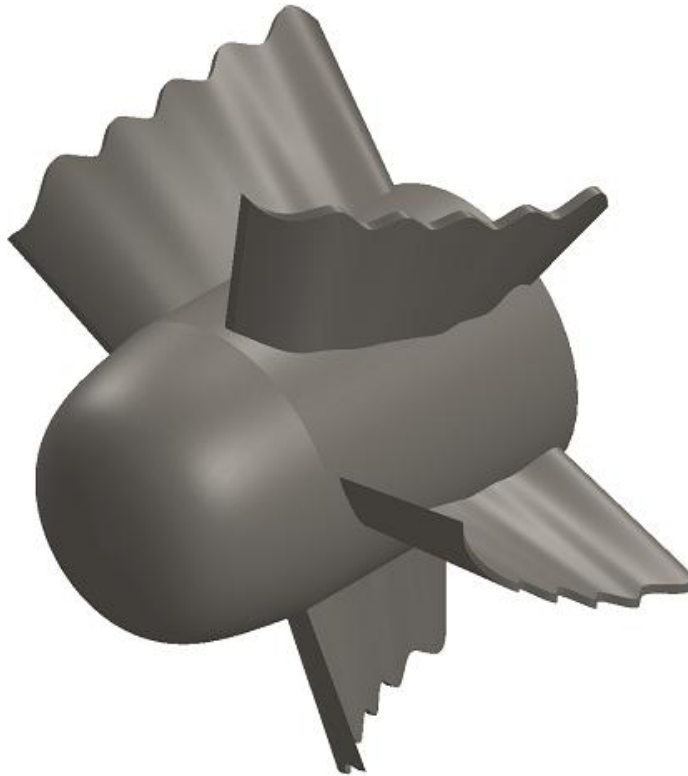


Fonte: Produção do próprio autor.

A construção das ondulações na borda das pás da turbina hidráulica com biomimetismo, por ser um trabalho sem predecessores, foi realizada sem aplicação de métodos matemáticos avançados. O intuito deste trabalho é apenas apresentar e estudar se as ondulações nas bordas das pás podem trazer ganhos aerodinâmicos em projetos de turbinas hidráulicas. A aplicação de métodos matemáticos avançados é sugerida em trabalhos futuros.

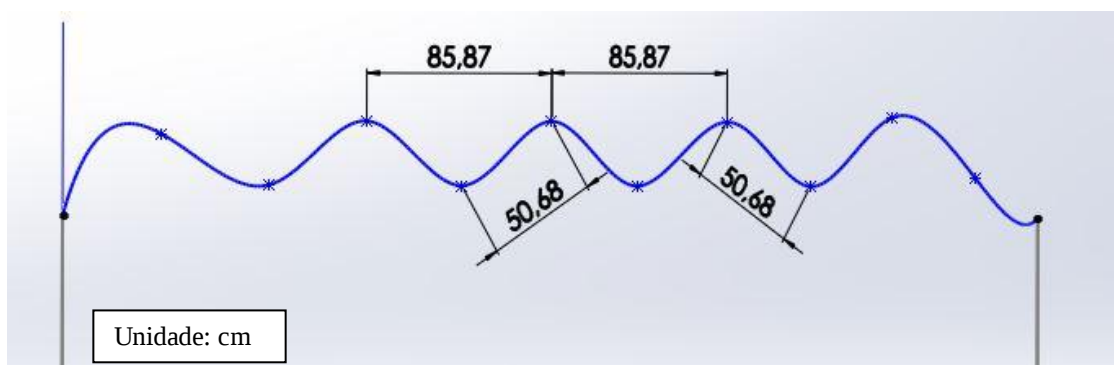
O projeto com a aplicação das ondulações na borda das pás que foram subdivididas em nove partes é apresentado na Figura 21 e o dimensionamento das ondulações está apresentado na Figura 22.

Figura 21 – Modelo virtual da turbina bulbo (com a aplicação do biomimetismo).



Fonte: Produção do próprio autor.

Figura 22 – Projeto das pás da turbina hidráulica com aplicação do biomimetismo.



Fonte: Produção do próprio autor.

5.3 POTÊNCIA DE ENTRADA

A potência hidráulica de entrada, apresentada na Equação (5.1), é aquela obtida pelo escoamento à turbina por meio da diferença de altura entre o montante e a jusante. O quanto maior for o aproveitamento dessa potência hidráulica de entrada pela turbina transformando-a em potência de eixo, mais eficiente é considerado um projeto de uma turbina hidráulica.

5.3.1 Potência de eixo disponível

A potência de saída de uma turbina é aquela disponível no eixo da mesma e está relacionada com o torque no eixo (T_{eixo}) da turbina gerado pela potência hidráulica de entrada e a velocidade angular (ω) na turbina. A potência de eixo disponível é menor que a potência de entrada na mesma devido às perdas de energia do escoamento ao passar pelo rotor. Para a definição dos valores dessas e de outras variáveis características das turbinas do trabalho, utilizam-se as de Equações (5.16) a (5.18) (HENN, 2006).

$$P_{eixo} = T_{eixo} \times \omega \quad (5.16)$$

Sendo a equação da velocidade angular (ω) dada pela Equação 5.17:

$$\omega = \frac{\pi \times n}{30} \quad (5.17)$$

Substituindo as Equações (5.17) em (5.16), obtém-se a Equação (5.18):

$$P_{eixo} = \frac{T_{eixo} \times \pi \times n}{30} \quad (5.18)$$

Da equação de conservação do momento angular, que, para um escoamento permanente, o fluxo líquido de quantidade de movimento angular através de uma superfície de controle é igual a um torque, portanto, para a obtenção da equação para o torque T (T_{eixo}) deve-se aplicar essa equação a um volume de controle que envolva o rotor da turbina. Para se aplicar a equação de conservação do momento angular, é necessário conhecer a velocidade absoluta do escoamento através do rotor.

5.3.2 Rendimento hidráulico

Traduz a eficácia com que a energia é transferida do fluido para o rotor. Este rendimento é diferente do rendimento total da turbina porque nem toda a energia recebida pelo rotor fica disponível para a rotação turbinada. O rendimento hidráulico de uma turbina é apresentado na Equação (5.19) (HENN, 2006).

$$\eta = \frac{P_{eixo}}{P_h} \quad (5.19)$$

A Equação (5.20) apresenta a relação entre as velocidades angular e linear na turbina.

$$\omega = \frac{u}{r} \quad (5.20)$$

Considerando $r \cong r_{médio}$

Logo, substituindo as Equações (5.1) e (5.18) na Equação (5.19), tem-se a Equação (5.21):

$$\eta = \frac{P_{eixo}}{P_h} = \frac{T_{eixo} \times u}{\eta_t \times Q \times H \times r_{médio}} \quad (5.21)$$

A Equação (5.21) apresenta o cálculo do rendimento da turbina de acordo com a influência das geometrias das pás e de outros componentes presentes nas turbinas, sendo a principal equação utilizada nas simulações fluidodinâmicas para quantificar se a aplicação do biomimetismo nas turbinas apresentadas nesse estudo aumentou a eficiência turbinada.

6 PROCESSAMENTO

Para as fases de pré-processamento e processamento das simulações computacionais das turbinas apresentadas neste trabalho, foi considerado um modelo simplificado para a confecção da geometria das turbinas e das malhas, considerando que um modelo robusto geraria um grande número de nós que aumentaria consideravelmente o tempo da análise fluidodinâmica das turbinas e que a versão acadêmica do *software* utilizado na realização das simulações limita o número de nós em até 512.000 em análises computacionais fluidodinâmicas.

Na elaboração das condições de contorno que envolvem as turbinas analisadas, adotou-se um canal tubular para direcionamento e controle do fluxo nas turbinas analisadas com diâmetro superficial de dez metros.

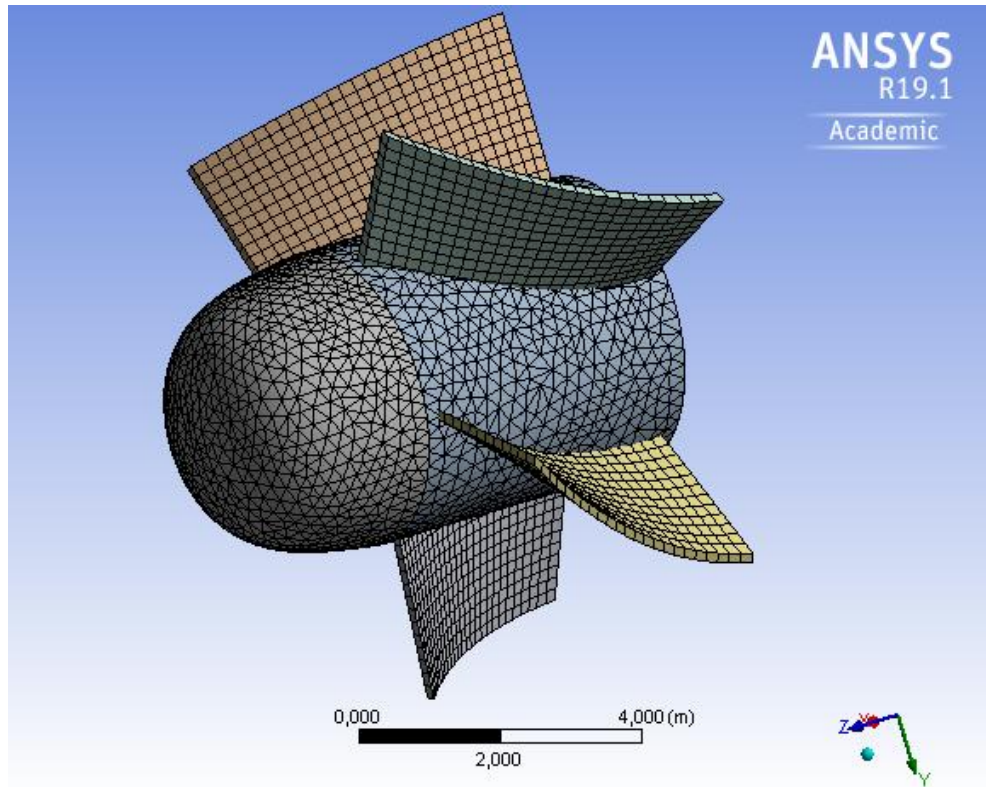
As simulações foram realizadas por meio do uso do *software* ANSYS Fluent®, considerando as turbinas em rotação e com as pás fixas. O resultado final (pós-processamento) dessas simulações é apresentado no Capítulo 7.

6.1 MALHAS

Para a criação de malhas, utilizou-se a geração automática do *software* ANSYS Fluent® que disponibiliza a geometria calibrada própria para análises fluidodinâmicas na região de contorno onde se encontra o fluido. As malhas geradas nas turbinas com e sem biomimetismo pelo *software* são apresentadas nas Figuras 23 e 24.

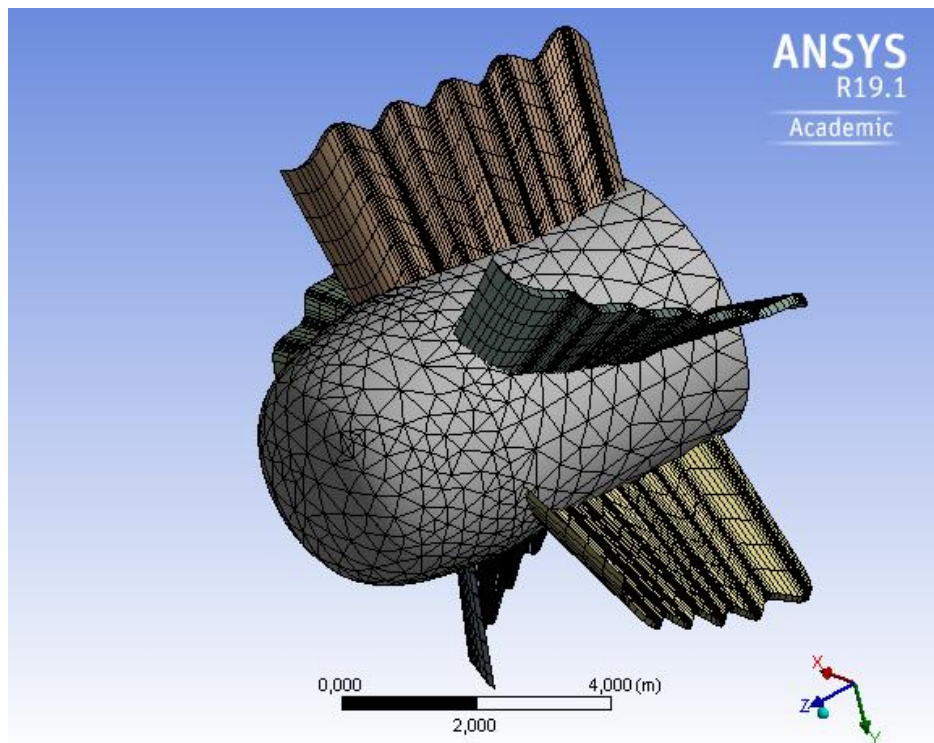
Nas turbinas foi realizado um refino de malha priorizando as suas respectivas pás, considerando que a principal diferença entre as turbinas apresentadas neste trabalho seja o formato das mesmas.

Figura 23 – Malhas para análises CFD das turbinas sem biomimetismo.



Fonte: Produção do próprio autor

Figura 24 – Malhas para análises CFD das turbinas com biomimetismo.

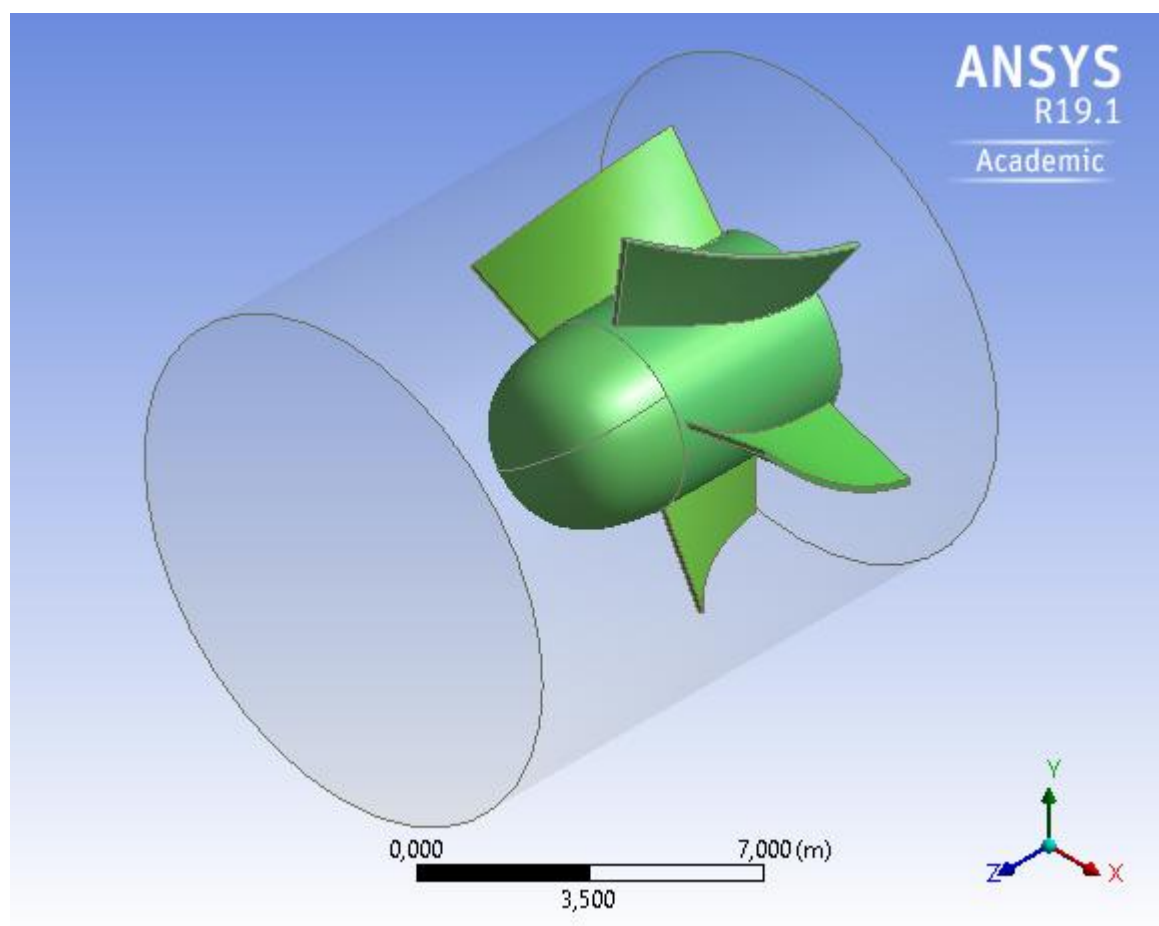


Fonte: Produção do próprio autor

6.2 CONDIÇÕES DE CONTORNO

Para determinar as condições de contorno das simulações nas turbinas com e sem biomimetismo, foi considerado as turbinas envolvidas por túneis cilíndricos, formato que é comumente encontrado nos canais onde estão localizadas as turbinas em usinas hidrelétricas, conforme apresentado Figura 25.

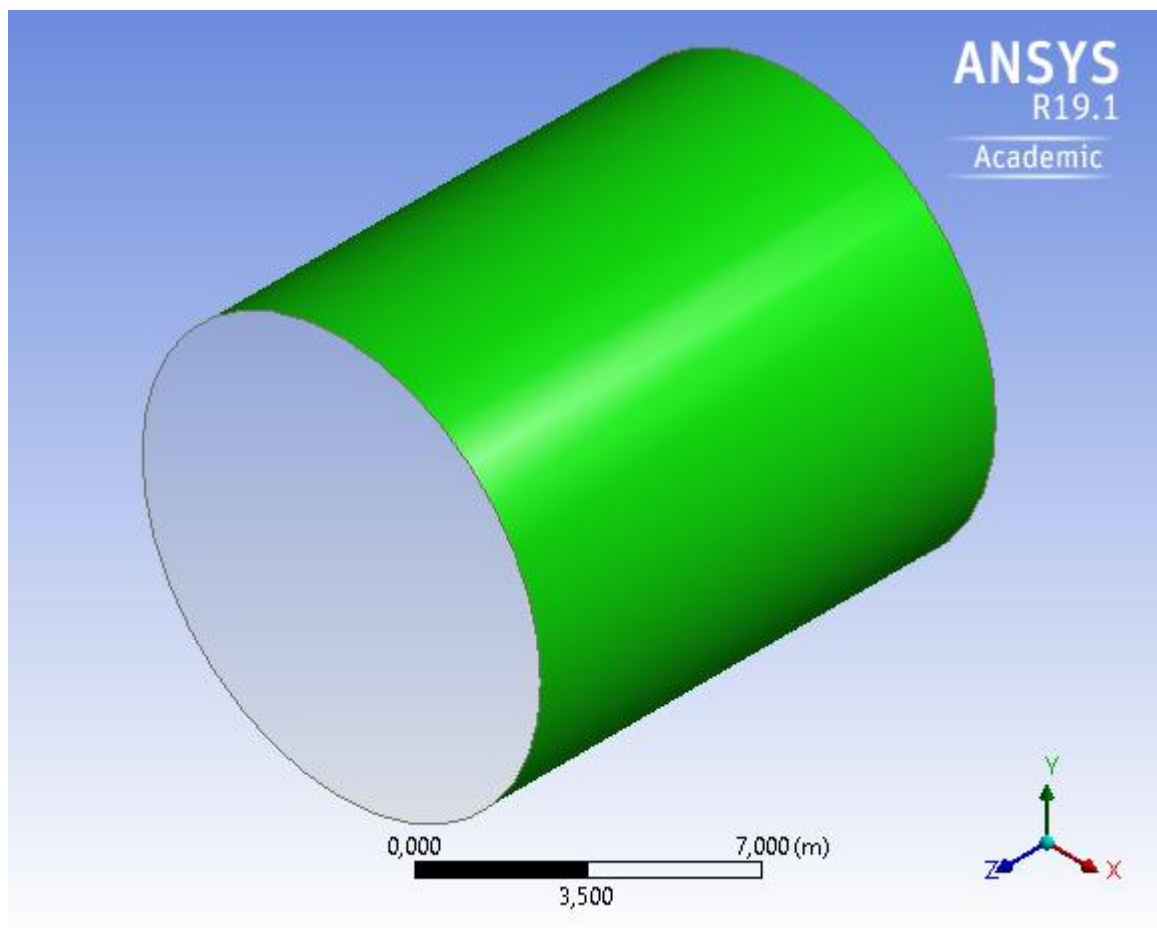
Figura 25 – Turbina envolvida por túnel cilíndrico.



Fonte: Produção do próprio autor

Foi definida como região de parede (*wall*) a região do cilindro que envolve as turbinas direcionando a vazão do fluido entre as pás das turbinas, conforme a Figura 26. Essa região é responsável por delimitar a região a ser estudada e considerada nas simulações.

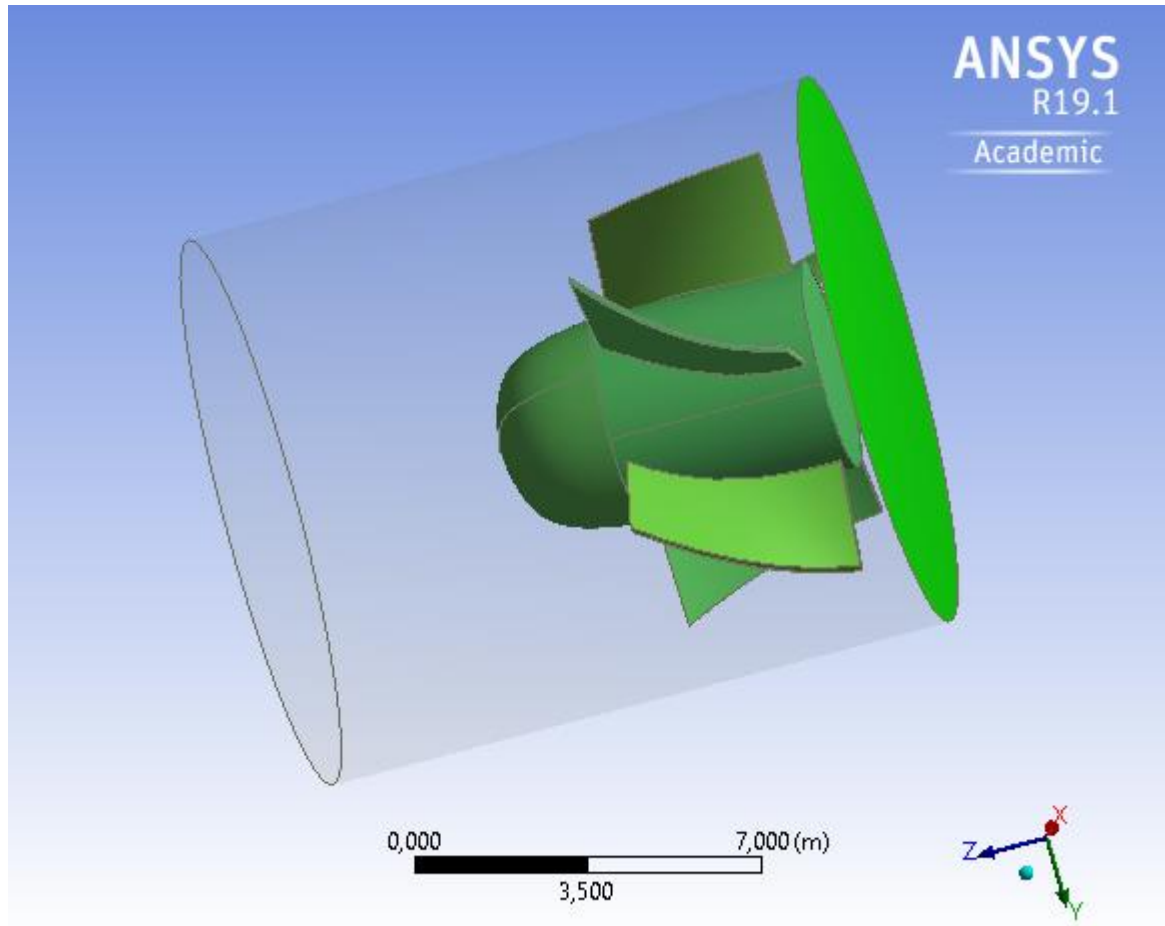
Figura 26 – Região de parede (*wall*) aplicada às turbinas.



Fonte: Produção do próprio autor

A região de entrada (*inlet*) da vazão do fluido foi definida seguindo o fluxo natural encontrado em turbinas do tipo bulbo, onde a direção do fluxo tende a ter como região de saída o nariz (*bulbnose*) da turbina, conforme Figura 27.

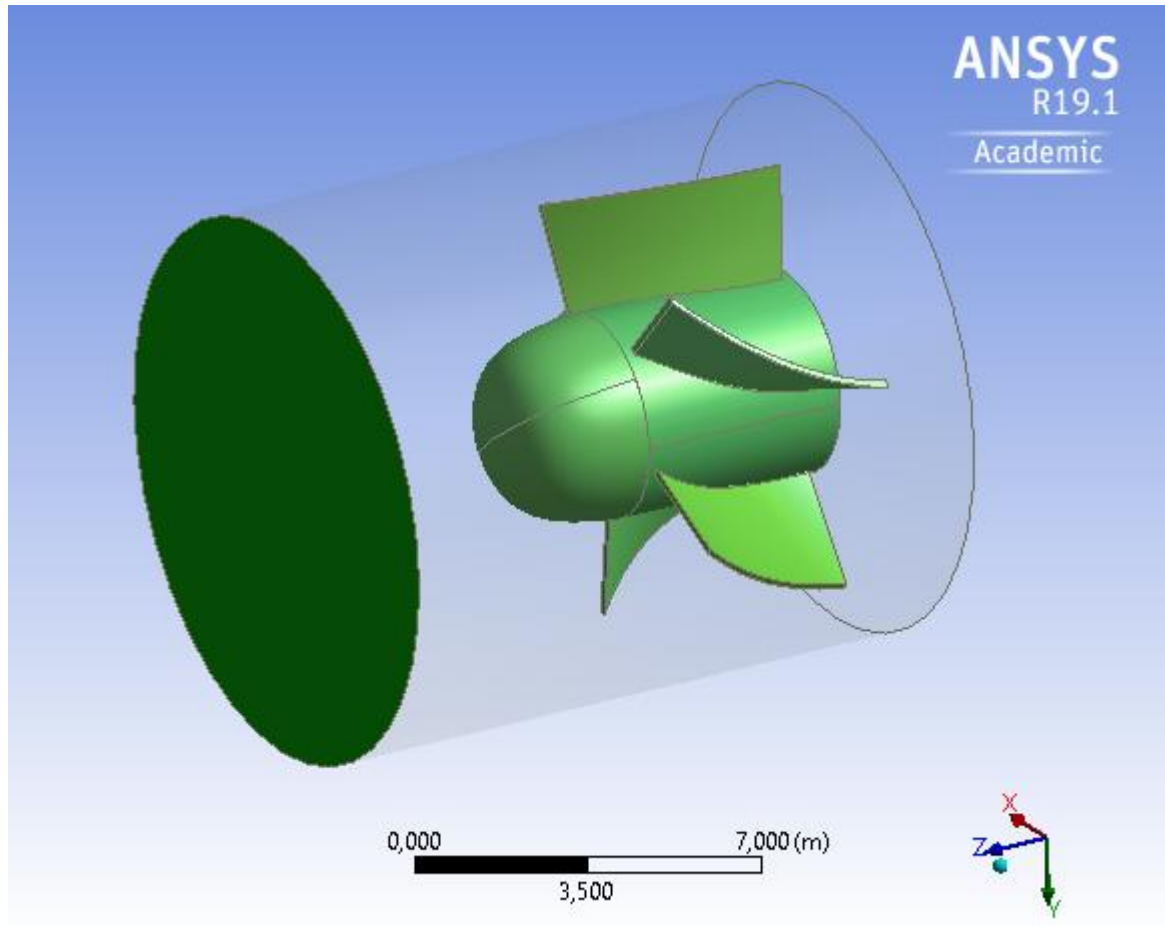
Figura 27 – Região de entrada (*inlet*) da vazão do fluido.



Fonte: Produção do próprio autor

A região de saída (*outlet*) da vazão do fluido também foi definida seguindo o fluxo natural encontrado em turbinas do tipo bulbo, como foi definida a região de entrada, conforme apresentada na Figura 28, considerando a pressão nula nessa região.

Figura 28 – Região de saída (*outlet*) da vazão do fluido.



Fonte: Produção do próprio autor

7 RESULTADOS

Neste capítulo, os resultados das simulações computacionais, realizadas por meio da utilização do *software* ANSYS Fluent®, das variáveis utilizadas na comparação entre as turbinas analisadas neste trabalho como velocidade, pressão e torque de eixo são apresentados.

Foi utilizada como dado de entrada na análise fluidodinâmica (CFD), a vazão encontrada na UHE Santo Antônio. Com a relação entre a vazão e o diâmetro superficial das condições de contorno, pode-se determinar a velocidade de entrada.

O modelo de turbulência utilizado na simulação foi o k- ϵ , por demandar um menor tempo de simulação computacional em comparação aos modelos SST e k- ω , sendo o ideal em escoamentos turbulentos, facilitando-se, assim, a análise de convergência de malhas e consequente aumento da confiabilidade dos resultados apresentados nas simulações.

No pós-processamento das análises fluidodinâmicas (CFD) os resultados de velocidade e pressão na turbina, com e sem biomimetismo, foram obtidos e comparados, considerando que são variáveis essenciais para a determinação do torque e da potência de eixo da turbina, sendo possível avaliar a eficiência das turbinas analisadas.

Para a determinação da potência no eixo, foi utilizada a relação apresentada na Equação (5.16), onde a potência de eixo está diretamente relacionada ao produto do torque no eixo encontrado via simulação e a velocidade angular da turbina calculada analiticamente.

Os resultados das simulações apresentados nos capítulos 7.1 e 7.2 exemplificam simulações realizadas, em ambos os tipos de turbinas, com um número aproximado de nós e pode ser utilizado como parâmetro para as outras simulações realizadas.

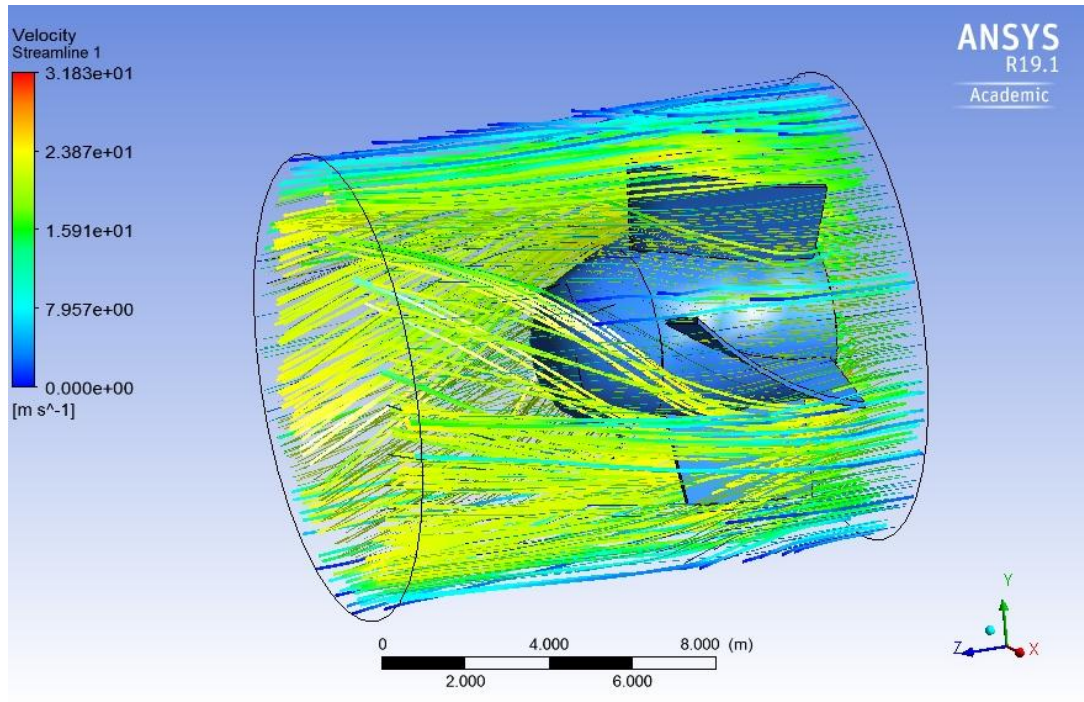
São sugeridas para trabalhos futuros, as análises mais aprofundadas dos efeitos dos detalhes nas geometrias como o efeito da cavitação e vibrações nas turbinas, garantindo-se assim uma possível melhoria gerada pela aplicação do biomimetismo em turbinas hidráulicas.

7.1 VELOCIDADE

As análises dos resultados das velocidades nas turbinas com e sem biomimetismo apresentaram uma maior faixa de velocidades na superfície das turbinas com biomimetismo, Figura 30, se comparadas à turbina sem biomimetismo, Figura 29. O fluxo de água na turbina com biomimetismo apresentou uma variação de velocidade de 0 m/s a 37,50 m/s com uma

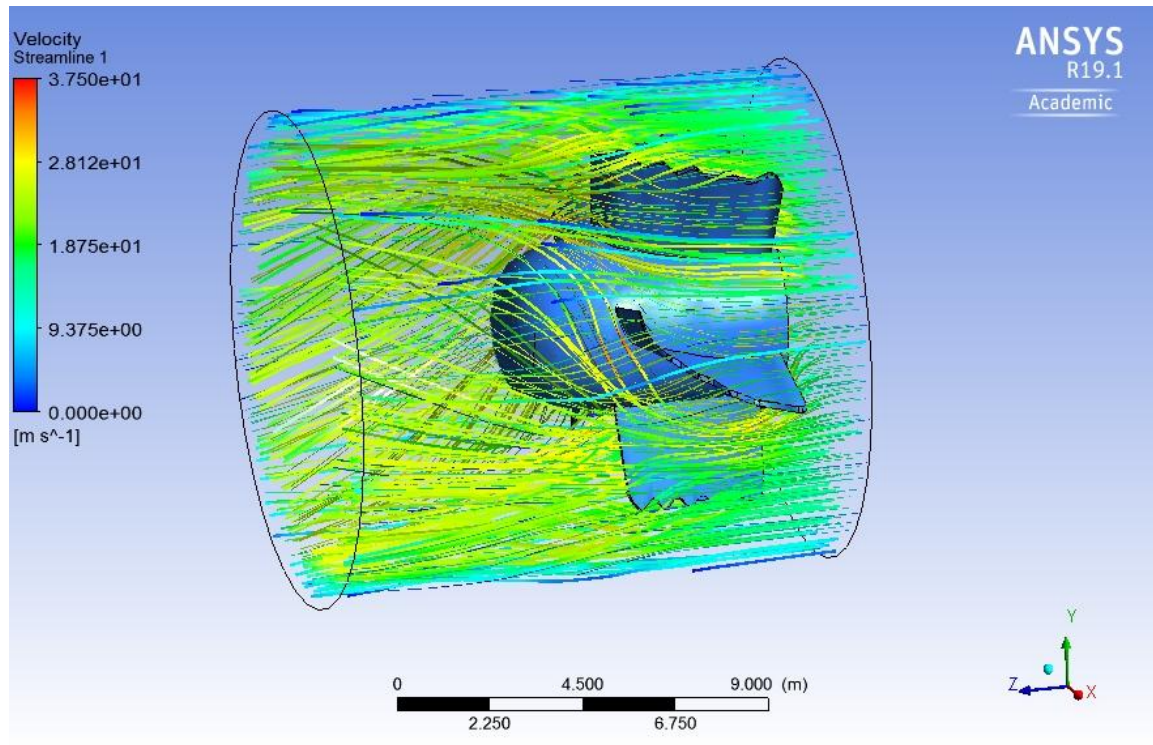
velocidade média de saída de 18,75 m/s, enquanto na turbina sem biomimetismo apresentou uma variação de velocidade de 0 m/s a 31,83 m/s, com uma velocidade média de saída de 23,87 m/s.

Figura 29 – Velocidades na turbina sem biomimetismo



Fonte: Produção do próprio autor

Figura 30 – Velocidades na turbina com biomimetismo

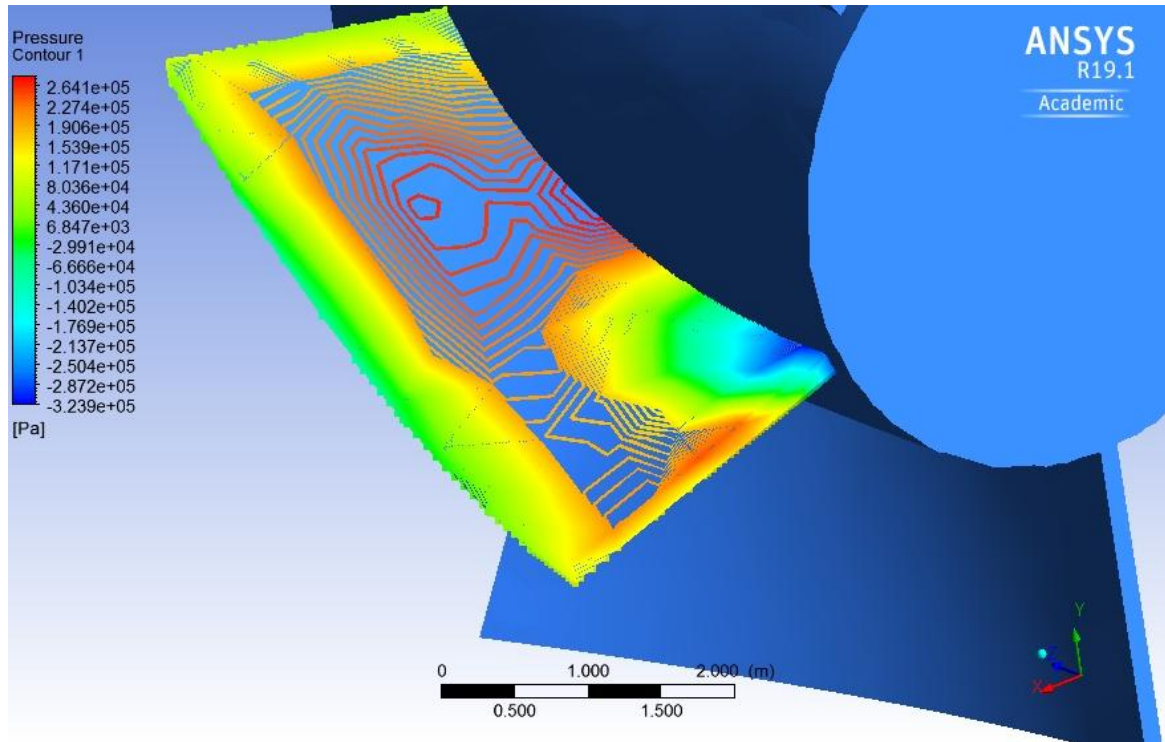


Fonte: Produção do próprio autor

7.2 PRESSÃO

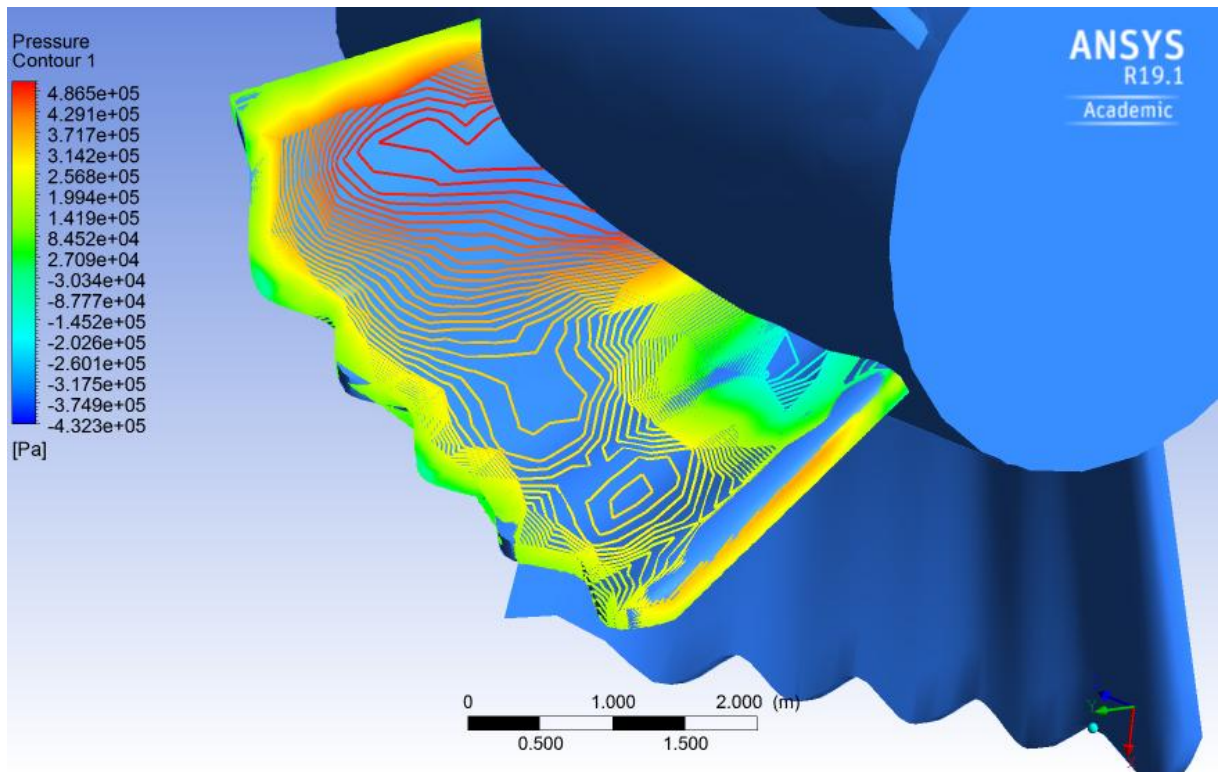
Considerando as análises dos resultados das pressões nas turbinas com e sem biomimetismo, as turbinas com biomimetismo apresentaram uma maior faixa de pressão nas turbinas, Figura 32, se comparadas à turbina sem biomimetismo, Figura 31. A turbina com biomimetismo apresentou uma pressão máxima de até $4,86 \times 10^5$ Pa, enquanto a turbina sem biomimetismo apresentou uma pressão máxima de $2,64 \times 10^5$ Pa.

Figura 31 – Pressões na turbina sem biomimetismo



Fonte: Produção do próprio autor

Figura 32 – Pressões na turbina com biomimetismo



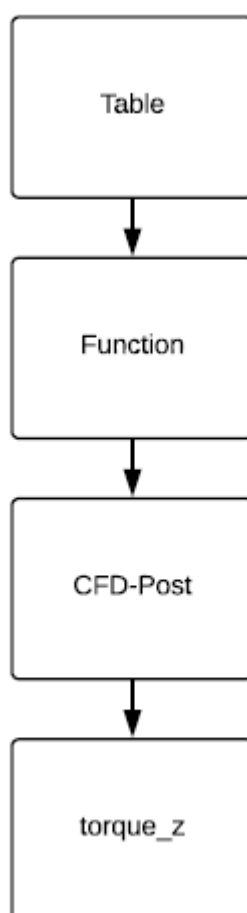
Fonte: Produção do próprio autor

7.3 POTÊNCIA E TORQUE

Para o cálculo da potência de eixo nas turbinas foram consideradas a velocidade angular das turbinas e o torque de eixo na turbina encontrado por meio das simulações computacionais fluidodinâmicas (CFD) utilizando o *software* ANSYS Fluent®.

Os resultados para torque de eixo nas pás das turbinas foram encontrados utilizando a equação já disponível no ANSYS Fluent® e foram obtidos seguindo as etapas desse *software* apresentadas na Figura 33, facilitando-se assim as análises dos resultados.

Figura 33 – Fluxograma para cálculo do torque no eixo utilizando *software* ANSYS Fluent®.



Fonte: Produção do próprio autor

Onde o comando `torque_z` representa o torque realizado pela pressão fluidodinâmica gerada pelo escoamento do fluido entre as pás das turbinas.

Esses resultados obtidos para torque de eixo nas pás foram utilizados para determinar os valores das potências de eixos das turbinas com e sem biomimetismo. Com os valores determinados para as potências de eixo das turbinas foi possível realizar uma comparação entre as eficiências das turbinas, possibilitando analisar se as turbinas com biomimetismo deste trabalho apresentaram um maior desempenho, comparadas às turbinas tradicionais.

A fim de garantir a confiabilidade dos resultados encontrados nas simulações computacionais foi realizada a análise de convergência de malhas utilizando cinco tipos de diferentes malhas para cada turbina (com e sem biomimetismo). Essa análise foi realizada considerando a limitação de nós imposta para o uso do *software* ANSYS Fluent® versão acadêmica.

Nas Tabelas 4 e 5 é possível observar os resultados das análises de convergência das malhas, considerando o resultado do torque de eixo encontrado nas pás das turbinas. A partir desses resultados, é possível analisar se existe uma boa convergência nas simulações, validando os resultados das mesmas.

Tabela 4 – Resultados da simulação na turbina sem biomimetismo.

Número de nós	Torque no eixo (MN.m)	Potência de eixo (MW)
80.234	6,73	70,76
126.733	6,71	70,45
279.603	6,76	71,03
367.409	6,84	71,80
485.678	6,86	72,03

Fonte: Produção do próprio autor

Tabela 5 – Resultados da simulação na turbina com biomimetismo.

Número de nós	Torque no eixo (MN.m)	Potência de eixo (MW)
83.211	7,09	74,52
120.200	7,18	75,39
223.455	7,16	75,23
384.523	7,29	76,54
501.903	7,25	76,07

Fonte: Produção do próprio autor

Conforme analisado nas Tabelas 4 e 5, as simulações das turbinas com e sem biomimetismo apresentaram uma boa convergência de resultados, pois se observou que para torque de eixo em ambas as turbinas apresentaram uma pequena variação nos resultados encontrados, conforme o aumento do número de nós utilizados nos cinco tipos de malhas utilizados.

Na turbina sem biomimetismo, foi utilizada uma variação na malha de 80.234 até 485.678 no número de nós, com uma variação da potência de eixo de 70,76 MW até 72,03 MW. A potência de eixo média encontrada nos cinco tipos de malha foi de 71,22 MW.

Na turbina com biomimetismo, foi utilizada uma variação na malha de 83.211 até 501.903 no número de nós, com uma variação da potência de eixo de 74,52 MW até 76,00 MW. A potência de eixo média encontrada nos cinco tipos de malha foi de 75,55 MW.

Os resultados das simulações computacionais evidenciaram a oportunidade e a capacidade do aumento de desempenho proporcionado pela aplicação do biomimetismo em turbinas hidráulicas, pois, além das turbinas com biomimetismo proporcionarem um aumento da velocidade e da pressão fluidodinâmica nas pás das turbinas quando comparadas com turbinas tradicionais sem biomimetismo, proporcionou também o aumento do torque e da potência de eixo médio nas turbinas, considerando a média das simulações realizadas em cinco tipos de malha, com o número de nós diferentes.

Em ambas as simulações das turbinas com e sem biomimetismo, a potência de eixo média encontrada apresentou um valor próximo ao calculado analiticamente de 70,35 MW.

Outro fator que pode ser considerado para a avaliação da confiabilidade dos resultados apresentados nas simulações realizadas.

O número de nós ficou limitado em até 512.000 nós, condição imposta pelo ANSYS Fluent® para a utilização do *software* da versão acadêmica em simulações utilizando o módulo CFD, gentilmente oferecido para estudos com fins não lucrativos, como é o caso deste trabalho. Essa limitação de nós, como observado nas análises das Tabelas 4 e 5, não teve influência na convergência dos resultados, sendo assim, possível analisar as diferenças de desempenhos em ambas as turbinas.

8 CONCLUSÕES

Por meio das simulações computacionais realizadas com o uso do *software* Ansys Fluent®, pode-se observar que a turbina com biomimetismo apresenta velocidade na superfície da turbina maior do que na turbina sem biomimetismo. A turbina com biomimetismo apresentou uma variação de velocidade maior na superfície da turbina com uma velocidade média de saída menor se comparada com a turbina sem biomimetismo. Considerando que a velocidade na superfície da turbina é diretamente proporcional ao torque e, consequentemente potência de eixo, existe um indicativo inicial do aumento de rendimento na turbina com biomimetismo comparada à turbina sem biomimetismo.

Outra variável que se pode observar nos resultados das simulações foi a pressão na superfície das pás das turbinas. Novamente a turbina com biomimetismo apresentou valores máximos maiores que a turbina sem biomimetismo, onde a turbina com biomimetismo apresentou uma pressão máxima maior se comparada com a turbina sem biomimetismo. Considerando que a pressão na superfície da turbina está diretamente ligada à força hidráulica que proporciona o torque de eixo na turbina, pode-se assim considerar, avaliando-se a variável pressão, que a turbina com biomimetismo apresenta um maior rendimento se comparada à turbina sem biomimetismo.

Considerando a potência de eixo nas turbinas, a turbina com biomimetismo apresenta um valor médio de potência de eixo maior do que a turbina sem biomimetismo. Ambas as simulações apresentam resultados próximos à potência calculada analiticamente e são realizadas considerando cinco tipos de malhas diferentes em relação ao número de nós sem apresentar uma variação significativa nos resultados obtidos, fatos os quais evidenciam a confiabilidade dos resultados e o aumento de desempenho da turbina com biomimetismo em relação à turbina convencional sem biomimetismo.

Esse aumento de desempenho observado neste trabalho também foi encontrado em outros tipos de projetos que utilizaram o biomimetismo. De acordo com o conteúdo apresentado no Capítulo 3.4.3, existem outros estudos que apresentaram esse aumento de desempenho, como no caso da aplicação da forma do pássaro Martim Pescador em trens-bala. Esses trens, além de passarem a se mover de maneira mais silenciosa aumentaram sua velocidade e se tornaram mais econômicos (NEVES, 2015).

Outro projeto de destaque foi o uso das características da pele do tubarão como inspiração em roupas de nadadores, que proporcionou o aumento de velocidade,

evidenciando-se assim a capacidade de ganhos significativos de desempenho em diversos projetos relacionados à aplicação da biomimética (INDUSTRIAL DESIGN, 2007).

Sendo assim, pode-se concluir que com os resultados das simulações CFD realizadas nas turbinas, por meio do uso do *software* ANSYS Fluent®, é possível observar que a turbina com biomimetismo apresenta um maior rendimento e desempenho se comparada à turbina sem biomimetismo. Esse aumento de rendimento e desempenho teve como principal variável comparativa a potência de eixo das turbinas, que está diretamente relacionada à eficiência das mesmas, onde quanto maior a potência de eixo disponível na turbina, maior será seu aproveitamento da potência hidráulica disponível no local.

Apesar da turbina com biomimetismo deste trabalho apresentar uma melhoria de desempenho comparada à turbina sem biomimetismo, alguns aspectos que podem influenciar no desempenho de turbinas hidráulicas não foram considerados. Fenômenos como vorticidade e cavitação também precisam ser analisados e avaliados em projetos de fluidodinâmica, pois podem afetar a confiabilidade dos componentes hidráulicos.

9 SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS

Os estudos sobre a aplicação do biomimetismo em projetos de engenharia ainda são pouco conhecidos e difundidos, como apresentado neste e em outros trabalhos. Existe uma grande oportunidade de o biomimetismo aumentar o desempenho em diversos projetos e aplicações da engenharia. Muitos estudos ainda podem ser desenvolvidos relacionados ao aumento do desempenho em turbinas hidráulicas utilizando os conceitos de biomimetismo, principalmente relacionados à modelagem matemática aprofundada que proporcione a aplicação com exatidão da forma dos animais em projetos desses componentes.

Como sugestão para trabalhos futuros, uma análise do comportamento fluidodinâmico mais aprofundada, principalmente analisando fenômenos como a vorticidade e a cavitação, torna-se essencial para a comprovação da confiabilidade e do aumento de desempenho de projetos em turbinas hidráulicas que utilizam conceitos e técnicas de biomimetismo, pois são fenômenos que podem afetar direta e/ou indiretamente a eficiência global desses projetos.

Outra sugestão é o aprofundamento da precisão da aplicação das formas da natureza em projetos que utilizam os conceitos e técnicas do biomimetismo, a partir de avanços de estudos relacionados à modelagem matemática analítica e computacional que proporcionem o desenvolvimento da “imitação” fiel e real dessas formas da natureza inseridos nos projetos que fazem o uso da aplicação do biomimetismo.

Considerando a grande oportunidade de aumento de desempenho em projetos de engenharia utilizando os estudos, conceitos e técnicas de biomimetismo, como apresentado neste trabalho, cresce a importância de análises e avaliações de todas as variáveis que podem influenciar negativa e/ou positivamente nesses estudos, conceitos e técnicas, que podem proporcionar ferramentas para o aumento de desempenho em projetos onde os avanços tecnológicos pareçam já consolidados e limitados.

REFERÊNCIAS

AGÊNCIA NACIONAL DE ENERGIA ELÉTRICA- ANEEL. ANEEL publica edital para o leilão da UHE Santo Antônio. **Boletim Energia Eletrônico**, v. 1, n. 293, 2007. Disponível em: <<http://www2.aneel.gov.br/arquivos/PDF/boletim293.htm>>. Acesso em: 30 jun. 2017.

ANDRADE, G. R. **Biomimética no design**: abordagens, limitações e contribuições para o desenvolvimento de produtos e tecnologias. 108f. Dissertação (mestrado em Design) – Universidade do Estado de Minas Gerais, Belo Horizonte, 2014. Disponível em: <http://cassiopea.ipt.br/teses/2017_HAB_Fernando_Laterza.pdf> Acesso em: 2 jan. 2018.

BENYUS, J. M. **Biomimética**: inovação inspirada pela natureza. 6. ed. São Paulo: Ed. Pensamento- Cultrix, 1997.

BIOMIMICRY GUILD. Biomimicry newsletter, 2006. **The biomimicry design spiral**. v. 4, n. 1. Disponível em: <http://biomimicry.typepad.com/newsletter/files/biomimicry_newsletter_v4.1.pdf> Acesso em: 2 jul. 2017.

BOUSSINESQ, J.V. Essai sur la théorie des eaux courantes: essay on the theory of water flow. **Mémoires présentés par divers savants à l'Académie des Sciences**, Paris, v. 23, ser. 3, n. 1, supplément 24, p. 1-680, 1877.

BRADSHAW, P. **An introduction to turbulence and its measurement**. Oxford: Pergamon Press, 1971.

BRITO, R.F. **Simulação de grandes escalas de escoamentos turbulentos não isotérmicos utilizando o método de elementos finitos**. 195f. Tese (Doutorado em Engenharia Mecânica) – Universidade Federal de Itajubá, Itajubá, 2005. Disponível em: <<https://saturno.unifei.edu.br/bim/0029662.pdf>> Acesso em: 25 out. 2018.

BUONO, D. et al. Study of a pump as turbine for a hydraulic urban network using a tridimensional CFD modeling methodology. **Energy Procedia**, Napoli , v. 82, p. 201-208, 2015. Disponível em: <https://www.researchgate.net/publication/288667588_Study_of_a_Pump_as_Turbine_for_a_Hydraulic_Urban_Network_Using_a_Tridimensional_CFD_Modeling_Methodology> Acesso em: 25 fev. 2018.

ÇENGEL, Y. A; CIMBALA, J. M. **Mecânica dos fluidos**: fundamentos e aplicações. São Paulo: McGraw-Hill, Bookman, AMGH, 2007. 816 p.

CHRYSLER, D. **O novo projeto do carro biônico da Mercedes-Benz inspirado pela forma do corpo dos peixes**, 2005. Disponível em: <<http://pt.mongabay.com/news/2005/0710-DaimlerChrysler.html>> Acesso em: 17 dez. 2017.

COELHO, J. G. **Estudo numérico de tubos de sucção de turbinas hidráulicas tipo bulbo**. 2006. 125f. Dissertação (mestrado em Engenharia Mecânica) – Universidade de Brasília, Brasília, 2006. Disponível em: <<http://repositorio.unb.br/bitstream/10482/6258/1/DISSERTACAO%20Jose%20Gustavo%20Coelho.pdf>> Acesso em: 5 jul. 2018.

COELHO, D. A.; VERSOS, C. A. M. **An approach to validation of technological industrial design concepts with a bionic character**. In: Proceedings of the International Conference on Design and Product Development (ICDPD'10). p. 29-31. Covilhã, 2010.

DALFRÉ FILHO, J. G. **Turbinas hidráulicas tipos e usos**. Campinas, 2015. Disponível em: <<http://docslide.com.br/documents/turbinas-hidraulicas-55ef3ff5660bb.html>>. Acesso em: 13 out. 2017.

FERZIGER, J. H.; PERIĆ, M. **Computational methods for fluid dynamics**. Berlin, Germany: Springer, 1996. 364p.

FISH, F.E.; LAUDER G.V. Passive and active flow control by swimming fishes and mammals. **Annual Reviews of Fluid Mechanics**, West Chester, v.38, p. 193–224, 2006. Disponível em: <https://www.researchgate.net/publication/228341232_Passive_and_active_flow_control_by_swimming_fishes_and_mammals> Acesso em: 24 out. 2018.

FISH, F. E. et al. The tubercles on humpback whales' flippers: application of bio-inspired technology. **Integrative and Comparative Biology**, West Chester, v. 51, n. 1, p. 203-213, 2011. Disponível em: <https://www.researchgate.net/publication/51130456_The_Tubercles_on_Humpback_Whales'_Flippers_Application_of_Bio-Inspired_Technology> Acesso em: 12 set. 2018.

FOX, R. W.; MCDONALD, A. T.; PRITCHARD, P. J. **Introdução à mecânica dos fluidos**. 6. ed. Rio de Janeiro, RJ: LTC, 2006. 798 p.

FREIRE, A.P.S. Equações do movimento e resultados assintóticos aplicados à teoria de camada limite. In: FREIRE, A.P.S.; MENUT, P.; SU, J. (Eds.). **Turbulência**. Rio de Janeiro, ABCM, 2002. v.1. p. 49-99, 2002.

GISSONI, H. C. **Método para análise da interação fluido-estrutura em travessas do pré-distribuidor de turbinas hidráulicas**. 2015. 198f. Tese (Doutorado em Engenharia de Controle e Automação Mecânica) – Escola Politécnica, Universidade de São Paulo, São Paulo, 2015. Disponível em: < http://www.fc.up.pt/fcup/contactos/teses/t_050370159.pdf> Acesso em: 12 nov. 2017.

GONÇALVES, N. D. F. **Método dos volumes finitos em malhas não-estruturadas**. 2007. 71 f. Tese (Mestrado em Engenharia Mecânica) – Faculdade de Ciências, Universidade do Porto, Porto, 2007. Disponível em: < http://www.fc.up.pt/fcup/contactos/teses/t_050370159.pdf> Acesso em: 12 nov. de 2017.

HENN, E. A. L. **Máquinas de fluido**. 2 ed. Santa Maria: Editora da UFSM, 2006.

HIDALGO, E.M.P. **Modelo para diagnose de falhas em regulador de velocidade de turbinas hidráulicas**. 2010. 171 f. Dissertação (Mestrado) – Departamento de Engenharia Mecânica, Escola Politécnica da Universidade de São Paulo, São Paulo, 2010.

INDUSTRIAL DESIGN. **Definizione di Biomimetica**. Itália, 2007. Disponível em: <<http://www.industrialdesign.altervista.org/3t07/langella/HibridDesignUP2.pdf>> Acesso em: 14 nov. 2017.

JOHARI, H. et al. Effects of leading-edge protuberances on airfoil performance. **AIAA Journal**, Massachusetts, v. 45, n. 11, p. 2634-2642, nov. 2007, Disponível em: < https://www.researchgate.net/publication/281096245_THE_EFFECT_OF_LEADING_EDGE_PROTUBERANCES_ON_THE_PERFORMANCE_OF_SMALL_ASPECT_RATIO_FOIL S> Acesso em 28 jan. de 2018.

KELTON, W. D.; SADOWSKI, R. P.; STURROCK, D. T. **Simulation with Arena**. 4. ed. New York: McGrawHill, 2007.

KOLMOGOROV, A.N. Equations of turbulent motion in an incompressible fluid. **Izvestia Academy of Science**, USSR, Physics, v. 6, p. 56-58, 1942.

LAUNDER, B.E; SPALDING, D.B. **Lectures in mathematical models of turbulence**. London: Academic Press, 1972.

LEWIS, R. W.; NITHIARASU, P.; SEETHAMARU, K.N. **Fundamentals of the finite element method for heat and fluid flow**. Chinchester: Wiley, 2004.

MACINTYRE, A. J. **Bombas e instalações de bombeamento**. 2. ed. Rio de Janeiro: Editora Guanabara Koogan S.A., 1969.

MALISKA, C. R. **Transferência de calor e mecânica dos fluidos**. 2. ed. Rio de Janeiro: Ltc, 2004.

MARJAVAARA, B. D. **CFD driven optimization of hydraulic turbine draft tubes using surrogate models**. 2006. 202 f. Tese (Doutorado em Engenharia Mecânica) – Lulea University of Technology, Luleå, 2006. Disponível em: < <https://pdfs.semanticscholar.org/036f/1426155ade57ac9a1ae4bcc415ad5272db1a.pdf>> Acesso em: 7 jun. 2018.

MELLO JÚNIOR, A. G. **A turbina de fluxo cruzado como opção para centrais hidráulicas de pequeno porte**. 2000. 277f. Dissertação (Mestrado em Energia) – Universidade de São Paulo, São Paulo, 2000. Disponível em: < <https://www.teses.usp.br/teses/disponiveis/86/86131/tde-15052013-144737/publico/AntonioMelloJr.pdf>> Acesso em: 8 ago. 2018.

MENTER, F.R.; KUNTZ, M.; LANGTRY, R. **Ten years of industrial experience with the SST turbulence model, turbulence, heat and mass transfer**. 2003. Disponível em: < <http://citeseerx.ist.psu.edu/viewdoc/download?doi=10.1.1.460.2814&rep=rep1&type=pdf> > Acesso em: 2 jan. 2018.

MIELNIK, O.; NEVES, C. C. Características da estrutura de produção de energia hidrelétrica no Brasil. In: ROSA, L. P.; SIGAUD, L.; MIELNIK, O. (Org.). **Impactos de grandes projetos hidrelétricos e nucleares: aspectos econômicos, tecnológicos, ambientais e sociais**. São Paulo: Marco Zero, 1988. p. 17-38.

MIKLOSOVIC, D. S. et al. Leading-edge tubercles delay stall on humpback whale (megaptera novaeangliae) flippers. **Physics Fluids**, Annapolis, v. 16, p.39–42, 2004. Disponível em: < <https://apps.dtic.mil/dtic/tr/fulltext/u2/a511517.pdf>>. Acesso em: 24 jan. 2017.

MUIS, A. et al. Design optimization of axial hydraulic turbine for very low head application. **Energy Procedia**, Bandung, v. 68, p. 263-273, 2015. Disponível em: < https://www.researchgate.net/publication/277339052_Design_Optimization_of_Axial_Hydraulic_Turbine_for_Very_Low_Head_Application> Acesso em: 14 fev. 2018.

MUNIZ, A. R. **Desenvolvimento de um método de volumes finitos de alta ordem para a simulação de escoamentos de fluidos viscoelásticos**. 2003. 159f. Dissertação (Mestrado em Engenharia Química) – Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Porto Alegre, 2003. Disponível em: < <https://www.lume.ufrgs.br/bitstream/handle/10183/2671/000374805.pdf?sequence=1> > Acesso em: 12 fev. 2018.

NAKASONE, P. H. **Estudo de viabilidade de uma bomba de fluxo piezelétrica utilizando simulação computacional**. 2006. 154f. Dissertação (Mestrado em Engenharia de Controle e Automação Mecânica) – Escola Politécnica, Universidade de São Paulo, São Paulo, 2006. Disponível em: <<https://www.teses.usp.br/teses/disponiveis/3/3152/tde05092006144728/publico/DissertacaoPHNakasone.pdf>> Acesso em: 10 dez. 2018.

NIEROP E. A.; ALBEN S.; BRENNER M. P. **How bumps on whale flippers delay stall: an aerodynamic model**. School of Engineering and Applied Sciences, Harvard University, Cambridge, Massachusetts, 2008. Disponível em: <<https://pdfs.semanticscholar.org/5de8/845ae96f90316dcf79f5ff91ddcfa753b1c9.pdf>> Acesso em: 14 jan. 2018.

OWEN, S. J. **A survey of unstructured mesh generation technology**. 1998. Disponível em: <<http://ima.udg.edu/~sellares/ComGeo/OwenSurv.pdf>> Acesso em: 12 out. 2017.

PATSCHULL, K. **Biônica**, 2005. Disponível em: <http://www.magazine-deutschland.de/issue/Bionik_3-05_POR_P.php?lang=por> Acesso em: 24 ago. 2017.

PEREIRA, G. M. **Projeto de usinas hidrelétricas: passo a passo**. Oficina de Textos, 2015.

RAIZER, L.; MEIRELLES, M. Sociedade, energia e meio ambiente: elementos para uma sociologia da energia nas Américas. In: CONGRESSO DA ASSOCIAÇÃO LATINO-AMERICANA DE SOCIOLOGIA, 2009, Buenos Aires. **Anais...** Buenos Aires, 2009.

REZENDE, A.L.T. **Análise numérica da bolha de separação do escoamento turbulento sobre placa plana fina inclinada**. 2009. 263f. Tese (Doutorado em Engenharia Mecânica) – Pontifícia Universidade Católica, Rio de Janeiro, 2009.

RHIE, C. M. ; CHOW ,W. L. numerical study of the turbulent flow past an airfoil with trailing edge separation. **AIAA Journal**, Indianapolis, v. 21, n.11, p. 1525-1532, 1983. Disponível em: <<http://adsabs.harvard.edu/abs/1983AIAAJ..21.1525R>>. Acesso em: 12 out. 2017.

RODRIGUES, A. P. S. P. **Uma metodologia híbrida de otimização aplicada às pás de turbinas hidráulicas axiais**. 2012. 192f. Tese (Doutorado em Engenharia Mecânica) – Faculdade de Tecnologia, Universidade de Brasília, Brasília, 2012.

ROSA, L. M. **Aplicação de técnicas CFD para o cálculo de escoamento em meio reativo em riser**. 2008. 56f. Tese (Doutorado em Engenharia Química) – Universidade Estadual de Campinas, Campinas, 2008.

SANTO ANTONIO ENERGIA. Disponível em: <
<http://www.santoantonioenergia.com.br/wp-content/uploads/2015/04/SAE-Final-Report.pdf>
 >. Acesso em: 13 dez. 2017.

SANTOS, T. C. S. S. Organizações da sociedade civil e as construções teóricas contemporâneas acerca da sustentabilidade. **Cadernos de Gestão Social**, Salvador, v. 2 n. 1, p. 105-120, 2009.

SIERRA-VARGAS, F. E.; SIERRA-ALARCON, A. F.; GUERRERO-FAJARDO, C. A. Pequeñas y microcentrales hidroelectricas: alternativa real de generacion electrica. **Informador Técnico**, Colômbia, v. 75, p. 73-85, 2011. Disponível em: < n:
http://informadortecnico.senaastin.com/index.php/inf_tec/article/view/31/25 > . Acesso em: 25 dez. 2018.

SILVEIRA NETO, A. Fundamentos da turbulência nos fluidos. In: Coleção Cadernos de Turbulência. Associação Brasileira de Ciências Mecânicas – ABCM. **Turbulência**. Rio de Janeiro, v.1. p. 3-48, 2002.

SOARES, M.A.R. **Biomimetismo e ecodesign**: desenvolvimento de uma ferramenta criativa de apoio ao design de produtos sustentáveis. 2008. 84f. Dissertação (Mestrado em Engenharia do Ambiente) – Faculdade de Ciências e Tecnologia, Universidade Nova de Lisboa, Lisboa, 2008.

SPALART, P. R. Strategies for turbulence modelling and simulations. **International Journal of Heat and Fluid Flow**, Seattle, v. 21, p. 252-263, 2000. Disponível em: <
<http://www.csc.kth.se/~jhoffman/archive/papers/SpalartTurb2000.pdf>>. Acesso em: 5 jan. 2018.

THE BIOMIMICRY INSTITUTE. Disponível em: < <https://biomimicry.org/biomimicry-examples/>>. Acesso em: 18 nov. 2017.

TOMBAREVÉ, E.; VOLLER, V.R. ; VUSANOVIĆ, I. Detailed CVFEM algorithm for three dimensional advection-diffusion problems. **Tech Science Press - Computer Modeling in Engineering and Sciences**, Nevada, v.96, n.1, p.1- 29, 2013.

VERSOS, C. A. M. **Design biótico**: a natureza como inspiração criativa. 2010. 119f. Dissertação (Mestrado em Design Industrial) – Universidade da Beira Interior, Covilhã, 2010. Disponível em: <
<https://ubibliorum.ubi.pt/bitstream/10400.6/2513/1/Disserta%C3%A7%C3%A3o%20de%20Mestrado%20.pdf>>. Acesso em: 18 jun. 2018.

VERSTEEG, H. K.; MALALASEKERA, W. **An introduction to computational fluid dynamics: the finite volume method**. England: Longman Group Ltd, 1995. 257p. Disponível em: < http://ftp.demec.ufpr.br/disciplinas/TM702/Versteeg_Malalasekera_2ed.pdf > Acesso em: 24 jan. 2018.

VOITH HYDRO POWER. Turbinas hidráulicas utilizadas em usinas hidrelétricas. Disponível em: <<http://www.voith.com/en/products-services/hydro-power/turbines-559.html>> . Acesso em: fev. de 2017.

WEILAND, D. **Der lotus effect**: botanik als vorbild, 2006. Disponível em: <<http://www.tu-ilmenau.de/fakmb/uploads/media/Lotuseffekt.pdf>> Acesso em: 12 out. 2017.

WHALE POWER CORPORATION. Turbinas eólicas que utilizam o biomimetismo. Disponível em: < <https://whalepowercorp.wordpress.com/wind-turbines/> > . Acesso em: 4 nov. 2017.

WILCOX, D.C. **Turbulence modelling for CFD**. Canada: DWC Industries Inc., 460p, 1993.

ZANDONADE, P.S.K. **Modelos não-lineares do tensor de reynolds na simulação de escoamentos no interior de geometrias curvas**. 1999. 163f. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) – Departamento de Engenharia Mecânica, Universidade de Brasília, Brasília, 1999.

ZARI, M. P. **Biomimetic approaches to architectural design for increased sustainability**, 2007. Disponível em: <<http://www.cmsl.co.nz/assets/sm/2256/61/033-PEDERSENZARI.pdf>>. Acesso em: 24 jan. 2018.