



UNIVERSIDADE FEDERAL DE MINAS GERAIS
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM
ENGENHARIA MECÂNICA

ANÁLISE COMPUTACIONAL VIA CFD DE UMA TURBINA
HIDROCINÉTICA EM CONDUTOS ABERTOS

LEIRISSON PATRICK SANTOS

Belo Horizonte, 15 de Fevereiro de 2019

Leirisson Patrick Santos

ANÁLISE COMPUTACIONAL VIA CFD DE UMA TURBINA HIDROCINÉTICA EM CONDUTOS ABERTOS

Dissertação apresentada ao Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica da Universidade Federal de Minas Gerais, como requisito parcial para a obtenção do título de Mestre em Engenharia Mecânica.

Área de concentração: Energia e Sustentabilidade

Orientadora: Prof^ª. Dr^ª. Edna Maria de Faria Viana
(Universidade Federal de Minas Gerais - UFMG)

Belo Horizonte

Escola de Engenharia da UFMG

2019

S237a

Santos, Leirisson Patrick.

Análise computacional via CFD de uma turbina hidrocínética em condutos abertos [manuscrito] / Leirisson Patrick Santos. – 2019. 108 f., enc.: il.

Orientadora: Edna Maria de Faria Viana.

Dissertação (mestrado) Universidade Federal de Minas Gerais, Escola de Engenharia.

Anexos: f.104 -108.

Bibliografia: f.100 -103.

1. Engenharia mecânica - Teses. 2. Dinâmica dos fluidos computacional - Teses. I. Viana, Edna Maria de Faria. II. Universidade Federal de Minas Gerais. Escola de Engenharia. III. Título.

CDU: 621(043)



UNIVERSIDADE FEDERAL DE MINAS GERAIS
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM
ENGENHARIA MECÂNICA

Av. Antônio Carlos, 6627 - Campus Universitário
31270-901 - Belo Horizonte - MG
Tel.: +55 31 3409.5145
E-mail: cpgmec@demec.ufmg.br

**"ANÁLISE COMPUTACIONAL VIA CFD DE UMA TURBINA
HIDROCINÉTICA EM CONDUTOS ABERTOS"**

LEIRISSON PATRICK SANTOS

Dissertação submetida à Banca Examinadora designada pelo Colegiado do Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica da Universidade Federal de Minas Gerais, como parte dos requisitos necessários à obtenção do título de "**Mestre em Engenharia Mecânica**", na área de concentração de "**ENERGIA E SUSTENTABILIDADE**".

Dissertação aprovada no dia 15 de fevereiro de 2019.

Por:

Prof.ª Edna Maria de Faria Viana

Orientador - Departamento de Engenharia Hidráulica e Recursos Hídricos/ UFMG

Prof. Marco Tulio Correa de Faria

Departamento de Engenharia Mecânica/ UFMG

Prof. Rafael Emílio Lopes

Universidade Federal de Itajubá

Prof. Jorge Luis Zegarra Tarqui

Departamento de Engenharia Hidráulica e Recursos Hídricos/ UFMG

Dedico este trabalho aos meus pais Lucas e Terezinha

AGRADECIMENTOS

A Deus, por todas as graças recebidas.

Aos meus pais, Lucas e Terezinha, por não medirem esforços para me incentivar na busca dos meus objetivos, além de todos ensinamentos e educação pelo exemplo, que me demonstraram a importância da perseverança, determinação e gratidão.

Aos meus irmãos Rafael e Vânia por sempre estarem ao meu lado dando suporte nas dificuldades e partilhando dos momentos de alegria.

A Hellen, minha namorada, por toda paciência, companheirismo, carinho e incentivo que foram imprescindíveis para a conclusão de mais essa etapa.

A minha avó, Maria, pelas suas orações e incentivos com relação ao estudo e busca dos meus objetivos. Aos meus avós paternos, também pelo apoio e a todos os familiares e amigos que de alguma maneira contribuíram com a conclusão dessa etapa

A todos os funcionários do CPH pelo acolhimento.

As amigadas que constituí no CPH, Andrés, Mila, Ana, Tâmara, Manoella e Lívia pelas descontrações e troca de conhecimentos e de maneira especial meus agradecimentos à Stênio, Afonso e Rodrigo por todas as conversas que contribuíram muito para o meu crescimento profissional e pessoal.

Aos professores do CPH, Aloysio, Jorge, Martinez e Marco Túlio pela troca de conhecimentos e conselhos que agregaram muito valor no trabalho desenvolvido e para a minha visão de mundo.

De maneira especial, presto meus agradecimentos à minha orientadora, Dr^a. Edna Maria de Faria Viana, por toda a atenção dada nos momentos de necessidade, incentivo no desenvolvimento dessa etapa, paciência, amizade e por compartilhar seus conhecimentos, além de se tornar um exemplo de vida.

SUMÁRIO

1	INTRODUÇÃO	15
2	OBJETIVOS	17
2.1	OBJETIVO GERAL	17
2.2	OBJETIVOS ESPECÍFICOS	17
3	REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	18
3.1	TURBINAS EÓLICAS	18
3.1.1	<i>Limite de Betz</i>	23
3.2	TURBINAS HIDROKINÉTICAS	27
3.2.1	<i>Fator de bloqueio</i>	30
3.2.2	<i>Turbina LucidPipe</i>	34
3.3	PRINCÍPIOS FÍSICOS NA MODELAGEM	35
3.3.1	<i>Equação de Bernoulli</i>	36
3.3.2	<i>Coefficientes Aerodinâmicos</i>	39
3.3.3	<i>Ângulo de 'Pitch'</i>	42
3.3.4	<i>Torque e potência em rotores de eixo vertical</i>	44
3.4	DINÂMICA DOS FLUIDOS COMPUTACIONAL	50
4	METODOLOGIA	55
4.1	PARÂMETROS GEOMÉTRICOS E CONDIÇÕES DE OPERAÇÃO	55
4.2	SELEÇÃO DO PERFIL AERODINÂMICO	57
4.3	EQUACIONAMENTO DO ROTOR E MODELO GEOMÉTRICO	60
4.4	DINÂMICA DOS FLUIDOS COMPUTACIONAL	63
4.4.1	<i>Geometria: domínio computacional</i>	64
4.4.2	<i>Malha discreta de volumes finitos</i>	67
4.4.3	<i>Definição das propriedades físicas</i>	69
4.4.4	<i>Condições de contorno</i>	70
4.4.5	<i>Simulação e Validação dos Resultados</i>	72

5	RESULTADOS E DISCUSSÃO	76
5.1	SELEÇÃO DO PERFIL AERODINÂMICO	76
5.2	DESENHO DA GEOMETRIA DOS ROTORES	79
5.3	ANÁLISE DE SENSIBILIDADE DA MALHA	80
5.4	VALIDAÇÃO DA ANÁLISE VIA CFD.....	87
5.5	ANÁLISE CFD DO ROTOR ESFÉRICO-HELICOIDAL	91
6	CONCLUSÃO.....	98
7	REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS.....	100
	ANEXO A	104
	ANEXO B.....	107

LISTA DE FIGURAS

FIGURA 3.1 - Classificação das turbinas eólicas.	19
FIGURA 3.3 - Tipos de turbinas eólicas de eixo vertical mais comuns.	22
FIGURA 3.4 - Modelo de Betz para a expansão do corrente de ar.	23
FIGURA 3.5 - Turbinas hidrocínéticas de eixo vertical.	27
FIGURA 3.6 - Geometria do modelo de referência proposto pela DOE.	28
FIGURA 3.7 - Rotor hidrocínético com dimensões de 1,2 x 1,2 m envolvida com difusor.	29
FIGURA 3.8 - Modelo de uma turbina confinada em um canal.	31
FIGURA 3.9 - A) Coeficientes β e ϵ para o cálculo da máxima potência. B) Velocidades u_0 , u_1 e u_3 , todas normalizadas pela velocidade u_4 .	33
FIGURA 3.10 - Sistema de geração LucidPipe.	34
FIGURA 3.11 - Conceitos de trajetória, filete e veia líquida.	37
FIGURA 3.12 - Interação das linhas de corrente do fluido com um perfil aerodinâmico.	40
FIGURA 3.13 - Forças aerodinâmicas.	41
FIGURA 3.14 – A) Polar C_l x ângulo de sustentação. B) Polar C_l/C_d x ângulo de ataque.	42
FIGURA 3.15 - Diagrama representativo do ângulo de ' <i>pitch</i> '.	43
FIGURA 3.16 - modelagem de múltiplos canais e modelagem DMS respectivamente.	46
FIGURA 3.17 - Diagrama de forças e velocidades no perfil aerodinâmico.	47
FIGURA 3.18 - Esquema de Rotor tipo Darrieus com três pás.	49
FIGURA 3.19 – Resultados computacional (A) e experimental (B) dos gradientes de velocidade na direção do escoamento (esquerda para direita).	53
FIGURA 3.20 - Validação da simulação computacional.	53
FIGURA 4.1 - Croqui do rotor esférico-helicoidal a ser analisado.	55
FIGURA 4.2 - Modelos geométricos dos rotores Gorlov e LPS.	56
FIGURA 4.3 – Esquema de coordenadas esféricas de um ponto no espaço.	61
FIGURA 4.4 – Linhas centrais com respectivas inclinações iniciais de 45° 90° e 135°.	62
FIGURA 4.5 - Fluxo de processos em uma simulação CFD.	64
FIGURA 4.6 - Domínio computacional para simulação CFD.	65
FIGURA 4.7 - Esquema das dimensões para simulação.	66

FIGURA 4.8 – Esquema da configuração das condições de contorno adotadas.	72
FIGURA 4.9 - Fluxograma do procedimento de solução.	73
FIGURA 5.1 - Comparação da geometria dos perfis aerodinâmicos selecionados para análise.	76
FIGURA 5.2 - Ângulo de ataque e velocidade relativa em função da posição azimutal.	77
FIGURA 5.3 - A) Coeficiente de sustentação em função do ângulo de ataque. B) Razão dos coeficientes de sustentação e arrasto em função do ângulo de ataque.	78
FIGURA 5.4 - Linha principal para o desenvolvimento das pás dos rotores LucidPipe (A) e esférico-helicoidal (B).	79
FIGURA 5.5 - Desenho 3D dos rotores LucidPipe (A) e esférico-helicoidal (B).	80
FIGURA 5.6 – Malhas ‘M2’ e ‘M3’ respectivamente.	81
FIGURA 5.7 - Detalhes das malhas M2 e M3 nas proximidades das pás.	82
FIGURA 5.8 – A) Malha na superfície das pás (M3). B) Malha nas proximidades do domínio rotativo.	83
FIGURA 5.9 – Curvas do coeficiente de potência das quatro pás durante o intervalo de simulação utilizando a malha M3.	84
FIGURA 5.10 – Curvas comparativas do coeficiente de potência total para as malhas M1, M2 e M3.	84
FIGURA 5.11 – Diagramas polares do coeficiente de potência total em uma revolução de 360°.	86
FIGURA 5.12 – Curva do CP do rotor LucidPipe obtida experimentalmente.	87
FIGURA 5.13 – Curvas do coeficiente de potência simulado para cada condição de operação.	88
FIGURA 5.14 - Comparação da curva do coeficiente de potência estimado e experimental.	89
FIGURA 5.15 – Curva do coeficiente de potência CFD do rotor esférico-helicoidal para o caso de $\lambda=2,4$.	92
FIGURA 5.16 – Diagramas dos coeficientes de potência do rotor esférico-helicoidal em uma revolução.	93
FIGURA 5.17 - Comparação dos resultados CFD entre o rotor LucidPipe e o analisado.	93
FIGURA 5.18 – Campos de velocidade em planos paralelos à vista frontal do domínio.	94
FIGURA 5.19 – Contornos de velocidade no plano frontal do rotor esférico-helicoidal.	95
FIGURA 5.20 – Campos de velocidade no plano de corte transversal ao volume de controle.	96
FIGURA 5.21 – Campos de velocidade no plano de corte transversal ao volume de controle.	96

LISTA DE TABELAS

TABELA 4.1 - Dimensões geométricas do domínio de simulação.	66
TABELA 4.2 - Configuração das malhas para análise de sensibilidade.	81
Tabela 4.3 – Relação de velocidades angulares simuladas.	71
TABELA 5.1 – Resultados da simulação CFD para cada malha desenvolvida. Fonte: Própria.	85
TABELA 5.2 – Análise do coeficiente de potência médio para as 3 últimas revoluções. Fonte: Própria.	91

LISTA DE ABREVIATURAS

CACTUS	Software de Simulação de turbinas axiais de fluxo cruzado (Code for Axial and Cross flow Turbine Simulation).
CAD	Projeto assistido por computador (Computer Aided Design)
CFD	Dinâmica dos Fluidos Computacional (Computational Fluid Dynamics)
CNTP	Condições normais de temperatura e pressão
Cte	Constante
DMS	Modelagem Double-Multiple Streamtubes
DOE	Departamento de Energia dos Estados Unidos (US Department of Energy)
LPS	Sistema de Potência LucidPipe (LucidPipe Power System)
NREL	National Renewable Energy Laboratory
ORNL	Oak Ridge National Laboratory
PIV	Velocimetria por imagem de partículas (Particle Image Velocimetry)
PNNL	Pacific Northwest National Laboratory
SNL	Sandia National Laboratories
TE	Turbina Eólica
TEEH	Turbina Eólica de Eixo Horizontal
TEEV	Turbina Eólica de Eixo Vertical
THC	Turbina Hidrocinética

LISTA DE SIMBOLOS

a	Fator de interferência do rotor
A_i	Área de seção transversal relativa a região do índice (m ²)
c	Corda do perfil aerodinâmico (m)
C	Comprimento total do volume de controle (m)
C_p	Coefficiente de potência
C_{p_i}	Coefficiente de potência para a malha de referência
C_d	Coefficiente de arrasto aerodinâmico
C_d	Coefficiente de sustentação aerodinâmica
C_n	Coefficiente normal da força
C_t	Coefficiente tangencial da força
$C1$	Comprimento do volume de controle a montante do rotor (m)
$C2$	Comprimento do volume de controle a jusante do rotor (m)
d	Deslocamento (m)
D	Diâmetro do rotor (m)
D_{dom}	Diâmetro do domínio “inner” (m)
D_G	Diâmetro do rotoprr Gorlov (m)
e_{rel_i}	Erro relativo
E_{Ki}	Energia Cinética na região do índice (J)
F_D	Força de arrasto (N)
F_i	Força resultante na região do índice (N)
F_L	Força de sustentação (N)
F_N	Força normal (N)
Fr	Número de Froude
F_T	Força tangencial (N)
g	Aceleração da gravidade (m/s ²)
h	Altura da lâmina de água (m)
H	Metade da altura máxima do rotor Darrieus (m)
H_m	Carga manométrica da máquina hidráulica (m.c.a)
L	Largura total do volume de controle (m)
L_p	Comprimento total da pá (m)
\dot{m}	Vazão mássica (kg/s)
N_p	Número de pás
p_i	Pressão estática relativa a região do índice (Pa)
P_i	Potência na região do índice (W)
r	raio relativo do rotor (m)
R	Raio máximo do rotor (m)
Re	Número de Reynolds
R_x	Matriz de rotação
S_p	Índice de sobreposição das pás
t	Espessura máxima do perfil em função da fração de corda
u_i	Velocidade do fluido relativa a região do índice (m/s)
u_{REL}	Velocidade relativa (m/s)
u_0	Velocidade do fluido a montante do rotor e sem perturbação (m/s)
V_∞	Velocidade livre da corrente (m/s)

x Posição ao longo da corda do perfil variando de 0 a 'c'
 y_t Valor da altura média do perfil NACA em função de x
 z altura relativa do rotor Darrieus
 z_i Eergia de posição ou altimétrica relativa a região do índice (m)

α Ângulo de ataque ($^\circ$ ou rad)
 β Variável de ajuste em função do fator de bloqueio
 β_{pitch} Ângulo de 'pitch' ($^\circ$ ou rad)
 γ Peso específico (N/m³);
 Δh Perda de carga (m.c.a)
 Δt Intervalo temporal (s)
 $\Delta\theta$ defasagem angular ($^\circ$ ou rad)
 δ Ângulo entre o plano horizontal e a linha normal de um ponto da pá ($^\circ$ ou rad)
 ϵ Fator de Bloqueio
 θ ângulo da posição azimutal ($^\circ$ ou rad)
 θ_r Ângulo da coordenada esférica no plano horizontal ($^\circ$ ou rad)
 λ Razão de Velocidades
 ρ Massa específica (kg/m³)
 σ razão de solidez
 \varnothing_r diâmetro do rotor analisado
 ϕ Ângulo da coordenada esférica no plano vertical ($^\circ$ ou rad)
 ω velocidade angular (rad/s)

RESUMO

Esse trabalho descreve o desenvolvimento de um procedimento computacional, utilizando-se pacote comercial da dinâmica dos fluidos computacional (CFD), para a análise do comportamento e desempenho de turbinas hidrocínéticas. Uma avaliação preliminar das características de desempenho de três perfis aerodinâmicos, a saber NACA 015, 0018 e 0020, é efetuada para selecionar o perfil mais adequado no projeto das pás de um rotor eficiente para turbinas hidrocínéticas. A seleção da geometria mais adequada de perfil aerodinâmico das pás do rotor está baseada em sua similaridade geométrica com os perfis de pás de turbinas eólicas de eixo vertical. A análise do comportamento fluidodinâmico da configuração de rotor selecionada para a turbina hidrocínética utiliza um modelo de turbulência SST $k-\omega$, que combina a equação de transporte da tensão de cisalhamento com uma formulação capaz de descrever o comportamento do fluido na região da camada limite. Uma turbina hidrocínética comercial é utilizada como exemplo de validação do procedimento computacional em CFD. A validação é efetuada por meio da comparação dos valores dos coeficientes de potência obtidos com o procedimento em CFD com os valores experimentais disponíveis na literatura. Então, efetua-se a análise do comportamento fluidodinâmico do rotor esférico-helicoidal modelado para turbinas hidrocínéticas sob variadas condições de escoamento. Curvas do coeficiente de potência e estimativas dos campos de velocidade do escoamento no domínio da turbina mostram o comportamento do rotor da turbina hidrocínética em diferentes condições de fluxo. Os resultados computacionais obtidos para a turbina hidrocínética fornecem informações relevantes sobre a potencialidade de aplicação e viabilidade de turbinas hidrocínéticas em condutos abertos.

Palavras-chave: Turbina hidrocínética, Rotor esférico-helicoidal, CFD, Coeficiente de potência.

ABSTRACT

This work deals with the development of a computational procedure, based on a CFD commercial package, to analyze the behavior and the performance of hydrokinetic turbines. A preliminary performance analysis of three NACA airfoils, namely NACA 015, 0018, and 0020, is performed to select the more adequate airfoil for the blade design of an efficient hydrokinetic turbine runner. The selection of the airfoil for the runner blades is based on the geometric similitude with the airfoil geometric characteristics employed in the design of vertical wind turbines. The fluid dynamic analysis of the selected runner for the hydrokinetic turbine employs a turbulent model SST $k-\omega$, which combines the shear-stress transport equation and a formulation for the inner parts of the boundary-layers. A case of commercial hydrokinetic turbine is chosen for validation of the implemented CFD procedure. The validation is performed by comparing the predicted CFD values of the coefficient of power with some experimental values available in the technical literature. Then, the fluid dynamic analysis of the spherical-helical runner for hydrokinetic turbines is performed for several flow conditions. Curves of the coefficient of power and estimates of the flow velocity fields in the region of the turbine show the behavior of turbine runner for different flow conditions. The computational results rendered for the the hydrokinetic turbine provide very useful information about the applicability and feasibility of hydrokinetic turbines in open flow channels.

Key-words: *Hydrokinetic Turbine, Spherical-Helical Runner, CFD, Coefficient of Power*

1 INTRODUÇÃO

Dentre as distintas tecnologias para o aproveitamento de energia renovável disponível, plantas hidrelétricas permanecem com a maior representatividade na matriz energética mundial. No entanto dificuldades relacionadas a aquisição e licenciamento de terrenos, impactos socioambientais dentre outras, tem dado espaço para o desenvolvimento de tecnologias como pequenas centrais de geração hidráulica utilizando turbinas hidrocinéticas, principalmente para o suprimento de energia em regiões isoladas (Kumar, et al., 2018).

Grande parte do referencial teórico existente para turbinas eólicas é utilizado como base em projetos e pesquisas relacionados às turbinas hidrocinéticas (THC). A principal distinção entre tais tecnologias consiste na diferença da massa específica do fluido de trabalho, água e ar, a qual imprime uma diferença considerável no comparativo de desempenho dessas fontes de energia (Prabhu, et al., 2017).

Devido à elevada massa específica da água em relação ao ar, a potência gerada por uma THC é muito superior a uma eólica de mesma escala, em contrapartida, as cargas hidrodinâmicas também são superiores na estrutura do rotor, exigindo projetos robustos e manutenções com maior frequência, as quais podem ser de difícil realização devido ao local de instalação. Além de tais preocupações, o fenômeno de cavitação influencia no projeto e desempenho dessas turbinas, podendo ocasionar o desgaste das pás do rotor e vibração excessiva (Motley, et al., 2014).

A energia hidrocinética pode ser obtida por exemplo de marés, fluxo de água em rios, canais e condutos forçados, facilitando assim a sua aplicação em regiões isoladas por poder atuar com baixas diferenças de pressão ($\leq 0,2\text{m}$) e não exigir estruturas grandiosas como barragens (Kumar, et al., 2016) as quais imputam grandes impactos socioambientais. As turbinas podem ser classificadas em horizontal e vertical quanto à direção do fluido em relação ao eixo de aplicação do torque, e podem funcionar pelo princípio de arrasto ou sustentação no que diz respeito a forma de interação do fluido com as pás do rotor (Laws, et al., 2016).

A aplicação da tecnologia de THC's é relativamente recente e encontra-se, portanto, em constante e intenso desenvolvimento, ainda com pouca comercialização, fato esse que pode ser superado pela melhoria da relação custo-energia (Hu, et al., 2012). Sendo assim, diversas pesquisas realizadas concentram esforços principalmente no aumento da eficiência do rotor mediante análise de distintos perfis aerodinâmicos e propostas alternativas Na geometria do rotor.

Não excluindo a necessidade de pesquisas experimentais, a aplicação de estudos computacionais baseados no método de volumes finitos para a análise de situações envolvendo fluidos turbulentos em torno de um perfil aerodinâmico tem aumentado a capacidade da previsão de

desempenho em turbinas eólicas e hidrocínéticas com distintas configurações, apresentando resultados mais satisfatórios em relação às metodologias anteriormente empregadas de modelagem de vórtice e momento (Gorle, et al., 2016).

A dinâmica dos fluidos computacional é uma poderosa ferramenta para o entendimento de fenômenos físicos que englobam a interação entre fluidos e estruturas, no entanto, os resultados podem ser muito distintos dos reais, levando a uma interpretação errônea do comportamento do modelo físico configurado. Sendo assim, é essencial que o usuário compreenda física e matematicamente o caminho percorrido pelo software para o cálculo dos resultados a partir das condições de contorno dadas pelo usuário. Portanto, na definição de um problema, deve-se entender bem o modelo físico, as equações governantes, a influência da configuração da malha em torno da geometria e o modelo de turbulência a ser empregado (Mohamed, et al., 2015).

Este trabalho propõe realizar a análise computacional de uma geometria alternativa de rotor de THC, tratando-se de um rotor de fluxo-cruzado (eixo vertical) com pás com dupla curvatura desenvolvendo em torno de um formato esférico, possibilitando assim a sua aplicação tanto em conduto aberto quanto fechado. A análise avaliará o momento atuante nas pás em relação ao eixo de rotação, pela integração da distribuição de pressão nas suas superfícies, para quantificar o torque e conseqüentemente a potência de eixo, representada em função de um adimensional denominado coeficiente de potência. Os campos de velocidade gerados serão úteis para a conferência da correta configuração das condições de contorno na modelagem computacional e o comportamento do fluido no volume de controle e interagindo com o rotor.

2 OBJETIVOS

2.1 Objetivo Geral

Avaliar o desempenho de uma turbina hidrocínética, com configuração alternativa ao convencional, utilizando simulações da dinâmica dos fluidos computacional (CFD).

2.2 Objetivos específicos

- Analisar o perfil de turbina com características aerodinâmicas mais eficientes para utilização em canais abertos.
- Avaliar o desempenho da turbina pela correlação entre o coeficiente de potência (C_p) e razão de velocidades (λ).

3 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

O desenvolvimento sustentável pode ser definido como a capacidade de produzir e consumir satisfazendo às necessidades da sociedade contemporânea e garantindo qualidade de vida, sem comprometer a capacidade do meio ambiente em fornecer recursos para as gerações futuras (Twidell, et al., 2006). A aplicação desse conceito, embora seja de difícil implementação em âmbito mundial, é necessário e cada vez mais notam-se esforços no intuito de alcançá-lo.

O setor de geração de energia, por exemplo, está passando por grande transformação a fim de garantir um desenvolvimento sustentável. Os combustíveis fósseis, amplamente utilizados como fonte de energia, são recursos naturais e, portanto, com estoque finito, além de apresentarem grande impacto ambiental durante a sua queima pela emissão de gases poluentes. Diante dessa situação e da necessidade de garantir um desenvolvimento sustentável, fontes alternativas e renováveis de energia estão tornando-se cada vez mais exploradas (Guney, et al., 2010)

Energia renovável é disponível em fluxos naturais de energia que ocorrem de maneira constante e imediata no ambiente, como exemplo a energia proveniente do sol, ventos e recursos hídricos (Twidell, et al., 2006). Nota-se que grande parte dos recursos energéticos aproveitados para a geração de eletricidade são derivados de fluidos em movimento.

Nesse sentido, no intuito de projetar uma THC, a qual gera eletricidade proveniente de uma fonte renovável, é importante evidenciar a fundamentação teórica sobre as turbinas eólicas e hidrocinéticas existentes, pois ambas apresentam similaridades dos conceitos físicos da ação hidrodinâmica do fluido sobre as pás. Sendo assim, conceitos de aerodinâmica, mecânica dos fluidos e dinâmica dos fluidos computacional serão tratados neste capítulo.

3.1 Turbinas Eólicas

Regiões desenvolvidas e com escassez de fontes energéticas como recursos hídricos e energia solar, historicamente, detinham parte da produção de energia baseada na importação de carvão ou óleo combustível, no entanto, estão se tornando cada vez mais autossuficientes pela utilização de alternativas como a energia eólica, a qual possui as vantagens de não contribuir diretamente com a emissão de CO₂ e gerar uma quantidade considerável de empregos diretos e indiretos. Além de poder se integrar ao sistema de transmissão de energia, em áreas remotas, pode ser utilizada para carregar baterias ou em sistemas híbridos com motores a combustão para proporcionar a eficiência energética (Hansen, 2008).

A turbina eólica (TE) converte a energia cinética, advinda do deslocamento de massas de ar, em mecânica pela interação do fluido de trabalho com o rotor, gerando potência de eixo, o qual quando acoplado a um gerador possibilita a geração de eletricidade. São diversos os tipos de turbinas eólicas, as quais podem ser classificadas de acordo com algumas peculiaridades com relação ao funcionamento, como o demonstrado na FIG. 3.1.

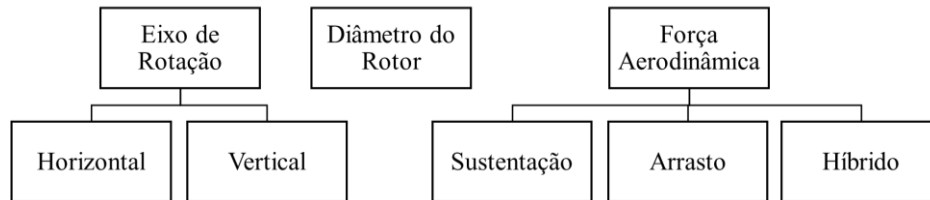


FIGURA 3.1 - Classificação das turbinas eólicas.
 FONTE - PRÓPRIO AUTOR.

Turbinas eólicas de eixo horizontal (TEEH) são aquelas em que o eixo de rotação é orientado paralelamente ao solo e conseqüentemente à direção do vento. Esse tipo de turbina, com três pás, são as que apresentam maior representatividade comercialmente e geralmente são equipadas com sistemas de auto partida e direcionamento para posicionar o rotor perpendicularmente à direção do vento. O desempenho desse tipo de turbina está relacionado com a velocidade média do fluido de trabalho e apresenta comercialmente eficiência em torno de 40 a 55% (Kumar, et al., 2018).

As turbina TEEH's, como a exibida na FIG. 3.2, com relação às forças aerodinâmicas atuantes durante o seu funcionamento, baseiam-se no princípio de força de sustentação, pois nas pás, as quais são conformadas com a geometria de um ou vários perfis aerodinâmicos pelo seu comprimento total, a força resultante da interação do fluido de trabalho com a superfície das pás, apresenta uma componente vetorial perpendicular à direção do vento e de intensidade significativa (Kumar, et al., 2018), denominada força de sustentação, sendo esse o mesmo fenômeno físico que ocorre nas asas de aeronaves permitindo-as voar.

Turbinas eólicas de eixo vertical (TEEV), são assim classificadas, pois o eixo de rotação é posicionado perpendicular ao solo e conseqüentemente à direção de incidência do vento nas pás. São menos usuais em relação às de eixo horizontal, pois historicamente pesquisas foram abandonadas devido à dificuldades com problemas de fadiga e baixa eficiência, no entanto atualmente é notório que esse modelo de turbina apresenta algumas vantagens de aplicabilidade sob condições que não são favoráveis para as TEEH (Borg, et al., 2014).



Dependendo da geometria, a TEEV não necessita de um circuito de auto partida, isso ocorre quando o somatório dos momentos atuantes no rotor estático, proveniente da incidência de vento é diferente de zero.

Como o fluxo de ar a incidir sobre a superfície das pás da TEEV apresenta vetores de velocidade com componente de direção horizontal, o rotor entra em funcionamento independente do sentido de tais componentes, devido a esta característica não é necessário o reposicionamento do rotor em relação às componentes de velocidade.

Essas peculiaridades favorecem a instalação de TEEV em regiões com fluxo de ar turbulento e com comportamento pouco definido, sendo essa situação presente principalmente em centros urbanos devido às construções e em regiões com relevo irregular (Albuquerque, et al., 2016).

No que diz respeito às forças aerodinâmicas atuantes, há modelos de TEEV que funcionam pelo princípio de sustentação, arrasto ou um sistema híbrido no qual os dois fenômenos atuam. Forças aerodinâmicas de arrasto atuam no rotor paralelamente ao vetor de velocidade da corrente livre do fluxo de ar. Esse tipo de sistema é menos usual pois a velocidade tangencial na ponta das pás do rotor é limitada pela velocidade do vento, o que não ocorre para aquelas que funcionam pelo princípio de força de sustentação, portanto, possuem menor eficiência (Albuquerque, et al., 2016).

Realizando uma comparação entre as TE's de eixo horizontal e vertical, é importante ressaltar aspectos como eficiência na conversão de energia, fadiga, posição do maquinário e fator de proximidade em parques eólicos. Principalmente devido ao maior tempo de desenvolvimento tecnológico, as TEEH apresentam maior eficiência, de aproximadamente 50%, contra 40% em relação às de eixo vertical. Turbinas eólicas de eixo horizontal são submetidas principalmente à fadiga, uma vez que as pás sofrem tensão de tração e compressão durante o funcionamento, já nas

TEEV é gerado um torque cíclico que pode ocasionar problemas adversos nos sistemas de transmissão e controle, no entanto, uma vez que nota-se a constante evolução no desenvolvimento de materiais com propriedades mecânicas desejáveis, problemas de fadiga podem ser contornados (Borg, et al., 2014).

O posicionamento dos sistemas de transmissão e geração é um fator crítico para as TEEH visto que, deve ser alocado no topo da torre de sustentação, exigindo maior robustez estrutural desse elemento e da fundação, para as TEEV, tais sistemas podem ser posicionados junto ao solo, reduzindo assim os esforços estruturais. Em parques eólicos, um importante critério a ser analisado e respeitado é a distância de posicionamento entre as torres das TE de modo que ocorra pouca influência na eficiência das demais; essa distância para as TEEH pode ser até duas vezes maior em relação às de eixo vertical, sendo esse parâmetro medido em função do diâmetro do rotor (Borg, et al., 2014).

A mecânica dos fluidos de uma turbina eólica individual é bem compreendida, no entanto, ao passar pelo rotor, o fluido de trabalho é perturbado adquirindo um comportamento turbulento exigindo uma determinada distância, denominada esteira, até reassumir comportamento similar à corrente de fluxo livre. Desse modo, o projeto de parques eólicos deve otimizar a distribuição das TE's de forma a evitar a alocação destas em regiões com efeito de esteira intenso, o que acarreta a redução da eficiência. Um estudo experimental realizado por Kinzel (2012), em um parque eólico de TEEV com dimensões de 1,5 km² e velocidades médias do vento entre 8,05 e 10 m/s, obteve como resultado sob tais condições que é necessária uma distância equivalente a 6 vezes o tamanho do diâmetro do rotor (D_θ) para que o fluido recupere 95% da velocidade do fluxo livre, contra 14 D_θ comparando com estudos de parque eólico de TEEH.

Os modelos de TEEV existentes mais comuns são Savonius, Darrius e H-rotor, conforme o exibido na FIG. 3.3. O rotor Savonius, patenteado em 1920, possui o princípio de funcionamento aerodinâmico baseado nas forças de arrasto e, portanto, apresenta uma baixa eficiência em relação às demais. Consiste em dois ou mais semicírculos faceados, geralmente apresentando formato de 'S' (duas pás) e tem facilidade de auto partida com baixas velocidades de vento (Kumar, et al., 2018). Devido à facilidade construtiva e escalabilidade é comum nos centros urbanos em coberturas de residências e prédios, podendo ser utilizado como anemômetro.

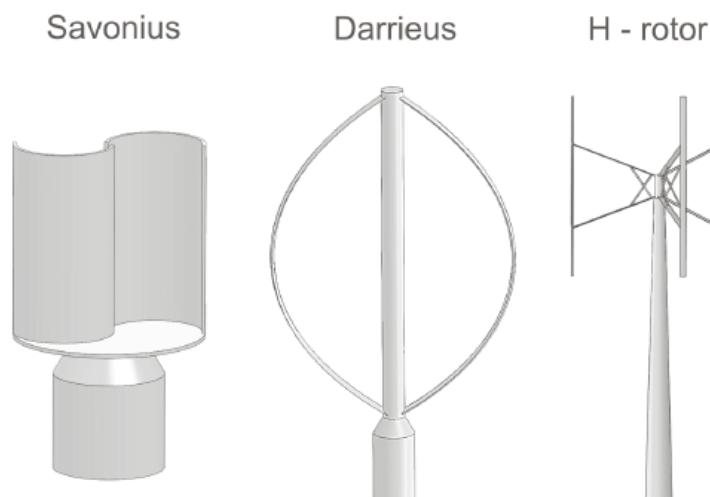


FIGURA 3.2 - Tipos de turbinas eólicas de eixo vertical mais comuns.
FONTE - (Goude, 2012).

O rotor Darrieus foi patenteado em 1931 pelo engenheiro francês Georges Jean Marie Darrieus, e tem como princípio de funcionamento forças aerodinâmicas de sustentação, agregando maior eficiência em relação ao rotor Savonius. O formato e a fixação das pás nessa turbina, similar a uma corda em rotação entre dois pontos fixos, favorece que elas operem apenas sob tensão pura, reduzindo os esforços e falhas estruturais como fadiga. Com a passagem de uma massa de ar pelo rotor estático, o torque gerado é baixo, sendo insuficiente para vencer a inércia do conjunto, portanto, geralmente é necessário a implementação de um sistema de partida ou a associação com o rotor Savonius (Kumar, et al., 2018).

Após a patente, o rotor Darrieus foi realmente construído em escala adequada para geração efetiva aproximadamente em 1970 pelo ‘National Research Council of Canada’ (NRC), postergada pela ‘Sandia National Laboratory’ em 1974 com um protótipo de 5 metros de diâmetro (Ragheb, 2014). Desde então diversas adaptações no rotor Darrieus foram propostas visando a redução de custos de fabricação e melhoria da eficiência, como o H-rotor com pás retas, o qual também é disponível com pás em formato de delta.

A eficiência de uma turbina eólica é quantificada em relação à potência extraída do fluido de trabalho pelo rotor. Pelo princípio de funcionamento das TE’s não é possível extrair a potência total disponível pelo fluido, sendo esse valor delimitado percentualmente pelo limite de Betz, o qual é deduzido pela teoria de equações de quantidade de movimento, conforme o discutido no tópico seguinte.

3.1.1 Limite de Betz

O coeficiente de Betz é análogo à eficiência do ciclo de Carnot, difundido na termodinâmica e que deduz que um ciclo térmico não pode absorver toda a energia de uma fonte de calor, sendo transmitida uma determinada parte de volta ao ambiente ou vizinhança. A eficiência de uma TE é limitada por sua vez pela redução da velocidade que o rotor implica na corrente do fluxo livre de ar, de modo que ainda permita a continuidade do regime de escoamento (Ragheb, et al., 2010).

A fundamentação teórica da equação de Betz assume que há um rotor ideal para a conversão de energia, ou seja, com a presença de infinitas pás, as quais não ocasionam o efeito de arrasto e sem a presença do cubo central (para fixação das pás). Outra consideração consiste na afirmação de que os vetores de velocidade que cruzam a área varrida pelo rotor são uniformes e o fluxo é laminar (Ragheb, et al., 2010). Embora tais premissas não se aplicam a casos reais, desconsidera a existência de perdas no sistema, sendo assim, a eficiência calculada com essas considerações deve ser estipulada como a máxima possível.

A análise da potência hidráulica envolvida no sistema deve ser realizada tendo como volume de controle uma veia líquida, que engloba perfeitamente todas as linhas de corrente que cruzam o disco atuador formado pelo rotor. A FIG. 3.4 demonstra o volume de controle que deve ser adotado para a análise, onde A e u denotam a área de seção transversal e a velocidade da corrente enquanto os índices 0, 1 e 2 referem-se às regiões da montante, da turbina e da jusante respectivamente (Twidell, et al., 2006).

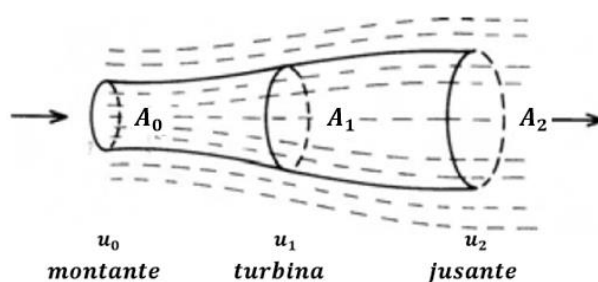


FIGURA 3.3 - Modelo de Betz para a expansão do corrente de ar.
 FONTE - Adaptado de (Twidell, et al., 2006).

A variação da área no desenvolver da veia líquida é explicada pelo ao princípio de conservação da vazão mássica de um fluido incompressível, expresso na Eq. 3.1. Há uma redução da velocidade do fluido de trabalho de montante para a jusante, ficando o rotor situado na região de transição desse fenômeno. Portanto, de acordo com a EQ. 3.1, para que ocorra a conservação da vazão mássica com a redução da velocidade, é necessário o aumento da área de seção transversal.

$$\dot{m} = \rho u_i A_i = cte \quad (3.1)$$

Onde:

\dot{m} – Vazão mássica (kg/s);

ρ – Massa específica (kg/m³);

u_i – Velocidade do fluido na região da veia de líquida (m/s);

A_i – Área da seção transversal na região da veia líquida (m²).

Potência (P) é uma grandeza física que relaciona a quantidade de energia que é transformada em uma unidade de tempo, sendo descrita pela EQ. 3.2, onde ‘ F ’ é força, ‘ d ’ deslocamento, ‘ Δt ’ tempo e ‘ u ’ velocidade. A força resultante atuante na turbina (F_T) é determinada pela redução da quantidade de movimento por unidade de tempo da vazão mássica do fluido (Twidell, et al., 2006), portanto pode-se determinar essa força e conseqüentemente a potência extraída pela turbina (P_T) pela aplicação das EQ. 3.3 e 3.4.

$$P = \frac{Fd}{\Delta t} = Fu \quad (3.2)$$

$$F_T = \dot{m}u_0 - \dot{m}u_2 \quad (3.3)$$

$$P_T = F_T u_1 = \dot{m}(u_0 - u_2)u_1 \quad (3.4)$$

O escoamento de um fluido é dotado de energia cinética (E_K), que pode ser estimada mediante a aplicação da EQ. 3.5, na qual ‘ m ’ corresponde à massa. Portanto, a perda de potência do vento (P_W), que corresponde à perda de energia por unidade de tempo entre a montante e a jusante, é determinada com a EQ. 3.6.

$$E_K = \frac{1}{2} m u_i^2 \quad (3.5)$$

$$P_W = \frac{E_{K1} - E_{K2}}{\Delta t} = \frac{1}{2} \dot{m}(u_0^2 - u_2^2) \quad (3.6)$$

A efeito de análise para determinar o limite de Betz, é necessário desconsiderar as perdas no sistema, portanto a potência extraída pela turbina deve ser igual à perdida pelo vento. Desse modo, igualando as EQ. 3.4 e 3.6 e manipulando-as obtém-se a EQ. 3.7

$$\begin{aligned} \dot{m}(u_0 - u_2)u_1 &= \frac{1}{2}\dot{m}(u_0 - u_2)(u_0 + u_2) \\ u_1 &= \frac{1}{2}(u_0 + u_2) \end{aligned} \quad (3.7)$$

Por intermédio desta dedução baseada nas equações da quantidade de movimento, conclui-se que a velocidade do ar que passa pelo disco atuador deve ter intensidade superior que a metade da corrente de ar antes da perturbação.

Conhecendo a vazão mássica de ar que passa pelo disco atuador, pela aplicação da EQ. 3.1, e ‘ u_2 ’ com a EQ. 3.7, a potência que a turbina extrai do ar, conforme EQ 3.4, pode ser reorganizada de maneira a ser função da velocidade livre da corrente, sendo esse parâmetro geralmente conhecido, e da velocidade do fluido que cruza o rotor, dando origem assim à EQ. 3.8.

$$P_T = \rho A_1 u_1^2 [u_0 - (2u_1 - u_0)] = 2\rho A_1 u_1^2 (u_0 - u_1) \quad (3.8)$$

Para quantificar a influência do rotor, o qual foi aproximado no modelo a um disco atuador, é apropriado estabelecer um fator de interferência denotado como ‘ a ’ e expresso na EQ. 3.9, o qual refere ao decaimento percentual da velocidade da corrente de ar até o rotor. A EQUAÇÃO 3.10 corresponde à velocidade do fluido na região do rotor em função de tal coeficiente.

$$a = \frac{u_0 - u_1}{u_0} \quad (3.9)$$

$$u_1 = u_0(1 - a) \quad (3.10)$$

Igualando as EQ. 3.10 e 3.7 o fator de interferência pode ser expresso em função das velocidades a montante e a jusante do rotor, conforme demonstrado na EQ. 3.11.

$$\begin{aligned} \frac{1}{2}(u_0 + u_2) &= u_0(1 - a) \\ a &= \frac{u_0 - u_2}{2u_0} \end{aligned} \quad (3.11)$$

Por fim a potência extraída do fluxo de fluido pela turbina em função do fator de interferência e da velocidade de corrente livre é obtida pela substituição da EQ. 3.10 na 3.8, dando origem a EQ. 3. 12.

$$\begin{aligned}
 P_T &= 2\rho A_1 (u_0(1-a))^2 (u_0 - u_0(1-a)) \\
 P_T &= 4a(1-a)^2 \left[\frac{1}{2} \rho A_1 u_0^3 \right]
 \end{aligned}
 \tag{3.12}$$

A potência total disponível por um fluxo livre de um determinado fluido e que cruza a seção transversal de uma turbina, é determinado pela EQ. 3.13, na qual é possível observar que é proporcional ao cubo da velocidade do escoamento. Na prática, a maneira de adimensionalizar a potência extraída pela turbina (P_T), e conseqüentemente quantificar a sua eficiência, é utilizando o coeficiente de potência ' C_p ', que corresponde à porcentagem de potência extraída pelo rotor em relação à total disponível pelo fluido, conforme a EQ. 3.14, o qual será discutido com maior detalhamento em tópicos posteriores.

$$P_0 = \frac{1}{2} \rho A_1 u_0^3 \tag{3.13}$$

$$P_T = C_p P_0 \tag{3.14}$$

Por meio da comparação entre às EQ. 3.12 a 3.14, é possível estabelecer uma relação entre o coeficiente de potência e o fator de interferência, expresso na EQ. 15.

$$C_p = 4a(1-a)^2 \tag{3.15}$$

O valor máximo do coeficiente de potência é determinado igualando a primeira derivada da Eq. 3.15 a zero, sendo obtido quando ' a ' corresponde a 1/3. Substituindo tal resultado na equação que descreve o coeficiente de potência, comprova-se que o máximo resultado possível é 16/27 ou 0,5926. Sendo assim, o limite de Betz estabelece que para uma turbina, que funciona pelo princípio de transformação da energia cinética dotada por um fluxo de fluido, em condições nas quais não há paredes próximas ao rotor que ocasione efeito de bloqueio, a máxima eficiência possível é de 59,26% (Twidell, et al., 2006), e sob essa situação as velocidades do fluido na região do rotor e a montante correspondem a 2/3 e 1/3 da velocidade do fluxo livre respectivamente. Esse limite também é, portanto, aplicado para a maioria das turbinas hidrocínéticas.

3.2 Turbinas Hidrocinéticas

A geração de eletricidade proveniente da aplicação de THC's pode ser obtida por meio de dois processos de funcionamento distintos, sendo eles baseado em ondas ou em fluxos livres de correntes, sendo este último o mais comum. São exemplo de fluxos livres de corrente: canais fluviais, correntes oceânicas, canais artificiais abertos ou fechados dentre outros (Guneý, et al., 2010).

A alta densidade de energia disposta em um fluxo de água, a previsibilidade do seu comportamento e impactos socioambientais reduzidos são características que favorecem à implementação de tipos diversos de THC's (Kinsey, et al., 2011). No entanto, esse tipo de turbina ainda é pouco comercializável, principalmente devido à razão de energia produzida por custo de geração (Behrouzi, et al., 2016), fato esse que pode ser superado pelo avanço tecnológico que será consequência das diversas pesquisas que estão sendo realizadas para esse tipo de geração.

THC's de eixo horizontal são frequentemente aplicadas em correntes oceânicas, enquanto as de eixo vertical são mais populares em rios (Behrouzi, et al., 2016). A FIG. 3.5 exibe modelos de eixo vertical, das quais algumas serão tratadas com maior detalhamento com foco nas tecnologias e estudos existentes, por serem base para o projeto do rotor proposto neste trabalho.

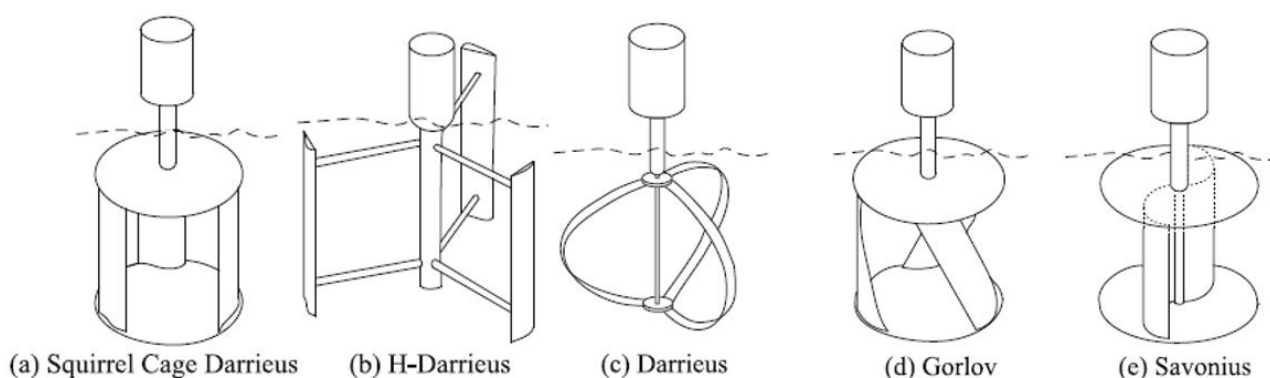


FIGURA 3.4 - Turbinas hidrocinéticas de eixo vertical.
 FONTE - (Khan, et al., 2009).

Uma iniciativa do 'US Department of Energy' (DOE) em parceria com a Sandia National Laboratories (SNL), National Renewable Energy Laboratory (NREL), Pacific Northwest National Laboratory (PNNL) e o Oak Ridge National Laboratory (ORNL), todos laboratórios renomados na área de fontes renováveis de energia, propôs, com o intuito de fomentar o projeto de turbinas hidrocinéticas, a disponibilização de seis modelos de referência de projeto, com informações livres (código aberto) para que pesquisadores do mundo desenvolvessem seus estudos em casos padronizados, a fim de gerar 'know-how' e avaliar o desempenho e os custos de cada tecnologia.

Um dos modelos propostos refere-se a um sistema com dois rotores H-Darrieus alocados em paralelo e com três pás cada, destinado a aplicação em rios, conforme demonstrado na FIG. 3.6. Foram disponibilizados os modelos virtuais, informações relacionadas à geometria, dados do local de aplicação como a caracterização da seção transversal do rio e o histograma de frequência de velocidades das correntes, predição da eficiência da turbina mediante o software CACTUS, que foi desenvolvido pela SANDIA com foco em turbinas eólicas e é baseado no método de vórtices em correntes livres, elaborado por Murray e Barone (2011), estimativa da produção anual de energia, especificação de materiais e esforços atuantes, estratégias de manufatura e custos e retorno de investimento, dentre outras informações (Sandia National Laboratories, 2014).

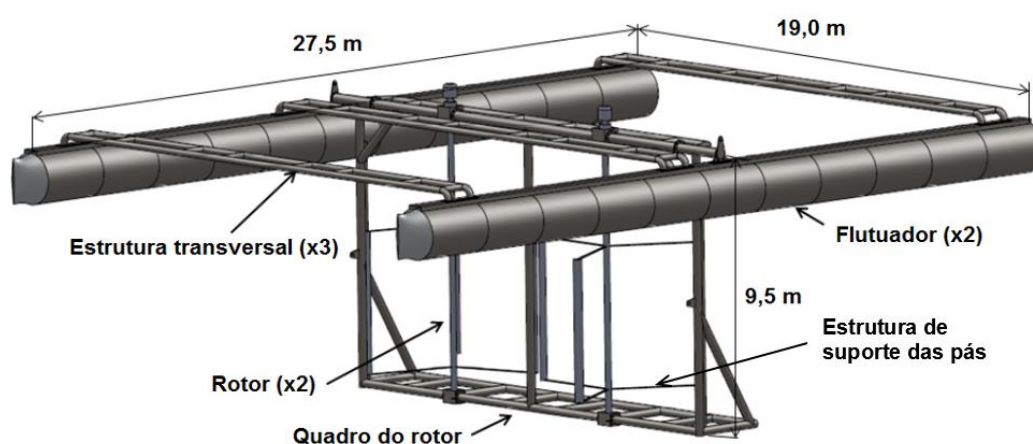


FIGURA 3.5 - Geometria do modelo de referência proposto pela DOE.
 FONTE - Adaptado de (Sandia National Laboratories, 2014).

Para os processos de engenharia, a modelagem computacional apresenta custos reduzidos em relação à modelagem física, no entanto, principalmente para fenômenos que envolvem fluidos com número de Reynolds expressivo, nos quais nem mesmo os mais avançados computadores podem garantir elevado nível de exatidão nos resultados, modelos numéricos devem ser validados com dados experimentais (Bachant, et al., 2016).

Tais estudos geralmente são realizados com modelos em escala reduzida, portanto, para garantir que os dados obtidos possam ser comparados ao protótipo, coeficientes adimensionais devem ser levados em consideração, assim como o realizado na pesquisa desenvolvida por Bachant (2016), que utilizou o modelo de referência da FIGURA 3.5, de modo a aproximar o número de Reynolds do caso real proposto, garantindo assim que as forças de inércia e de viscosidade atuantes no protótipo e modelo sejam similares.

A pesquisa experimental desenvolvida por Bachant (2016) foi feita em um modelo com relação de escala de 1:6, com a análise de apenas um rotor inserido em um canal aberto que imprimia um fator de bloqueio de 10%, o qual é dado pela razão da área de seção transversal do canal ocupado

pelo fluido e a área da vista frontal do rotor (sem estruturas), valor esse que é usado para correção dos resultados, visto que em casos reais de aplicação em rios tal fator é desprezível.

O estudo se baseou na hipótese de que a geometria das estruturas do protótipo representa influência significativa no desempenho do conjunto em função do arrasto gerado. Sendo assim, foi ensaiado um modelo com a geometria da estrutura cilíndrica e outro com formato aerodinâmico (perfil NACA0021).

Para a estrutura constituída com perfil aerodinâmico o máximo coeficiente de potência encontrado foi de 0,37, valor este inferior ao determinado numericamente pela Sandia correspondendo a 0,47. No caso experimental, com a estrutura cilíndrica, as perdas hidrodinâmicas em decorrência do arrasto, para todas as velocidades de corrente testadas proporcionou um torque negativo, o que prediz que sob essa condição não é possível gerar uma potência mecânica útil, demonstrando a importância do correto dimensionamento das partes estruturais com o intuito de redução do arrasto e conseqüente melhoria de projeto.

Alguns estudos teóricos e em escala reduzida sugerem que a alocação de uma THC em um difusor pode elevar a potência de saída devido ao fato de que esse elemento proporciona o aumento da velocidade do fluido ao passar pelo rotor elevando conseqüentemente a densidade de energia disponível. Na entrada do difusor, o fluido sem perturbação é submetido a uma redução de pressão que resulta na elevação da sua velocidade, a qual é reestabelecida na saída, onde ocorre o aumento da pressão (Laws, et al., 2016).

Usufruindo de tal fenômeno físico, Kirke (2011) desenvolveu uma pesquisa experimental com uma THC do tipo 'Squirrel Cage Darrieus' com quatro pás, analisando o desempenho da turbina com e sem o difusor além de testes com pás fixas e com angulação variável. O procedimento consistiu, a princípio, na fixação do conjunto em uma barca motorizada, conforme exibido na FIG. 3.7, sendo medidos o torque e a velocidade relativa.



FIGURA 3.6 - Rotor hidrocínético com dimensões de 1,2 x 1,2 m envolvida com difusor.
FONTE - (Kirke, 2011).

Os resultados mostraram-se promissores, no entanto o arrasto gerado pelo conjunto e o limite de potência da embarcação utilizada inviabilizaram a análise para faixas de velocidade distintas. Sendo assim, novos estudos foram realizados com uma embarcação de maior potência e observando também o rotor do tipo ‘Gorlov’, o qual teve pequeno incremento na eficiência em relação aos demais rotores. Com o uso do difusor, houve aumento significativo do coeficiente de potência de até três vezes. (Kirke, 2011)

De acordo com os dados obtidos por Kirke (2011) em alguns testes o coeficiente de potência calculado superou o limite de Betz, no entanto, tais resultados não devem ser interpretados como uma incoerência na modelagem desenvolvida por Betz ou erros no procedimento experimental, pois tal valor foi alcançado extraindo energia de uma área de fluxo superior à área da vista frontal do rotor. Esse fenômeno pode ocorrer justamente em situações nas quais o escoamento do fluido que interage com o rotor é limitado por superfícies sólidas e estáticas próximas à turbina, podendo ser estimado pelo fator de bloqueio.

3.2.1 Fator de bloqueio

A alocação de uma THC, em uma região de fluxo confinado, como exemplo um bocal, canal ou tubulação, altera as suposições impostas pela teoria de Betz, não permitindo que ocorra a expansão de forma livre das linhas de corrente do fluido, aumentando a velocidade no rotor (Bachant, 2011). Sendo assim, uma modelagem desenvolvida por Garrett (2007), considerando um disco atuador (turbina ideal) em linhas de corrente de um fluxo restringido por paredes, estabelece a máxima eficiência possível em função do fator de bloqueio (ϵ) e comprova que o coeficiente de potência para tais situações pode superar o limite da modelagem desenvolvida por Lanchest-Betz.

Na modelagem para a determinação da máxima potência mecânica possível de ser extraída para tal situação, é necessário considerar a área da seção transversal do canal ocupada pelo fluido (A_c) constante. Para canais abertos, essa consideração não influencia significativamente nos resultados, desde que o número de Froude (Fr), adimensional que relaciona as forças de inércia e gravitacional, caracterize o regime como subcrítico, quando o número de Froude é inferior a 1. A EQUAÇÃO 3.16 esclarece a equação para determinar tal adimensional.

$$Fr = \frac{u}{\sqrt{gh}} \quad (3.16)$$

Onde:

u – Velocidade do fluido (m/s);

g – Aceleração da gravidade (m/s²);

h – Altura da coluna de água (m).

A FIG. 3.8 demonstra o esquema do volume de controle adotado para a modelagem da turbina funcionando com o fluxo restringido por paredes. As linhas de corrente que passam pelo disco atuador, que representa um rotor ideal, são delimitadas à montante pelo ponto 0, com área de seção transversal A_0 . A pressão relativa e velocidade do fluido previamente à zona de interferência do disco atuador, ' p_0 ' e ' u_0 ' respectivamente, são considerados uniformes.

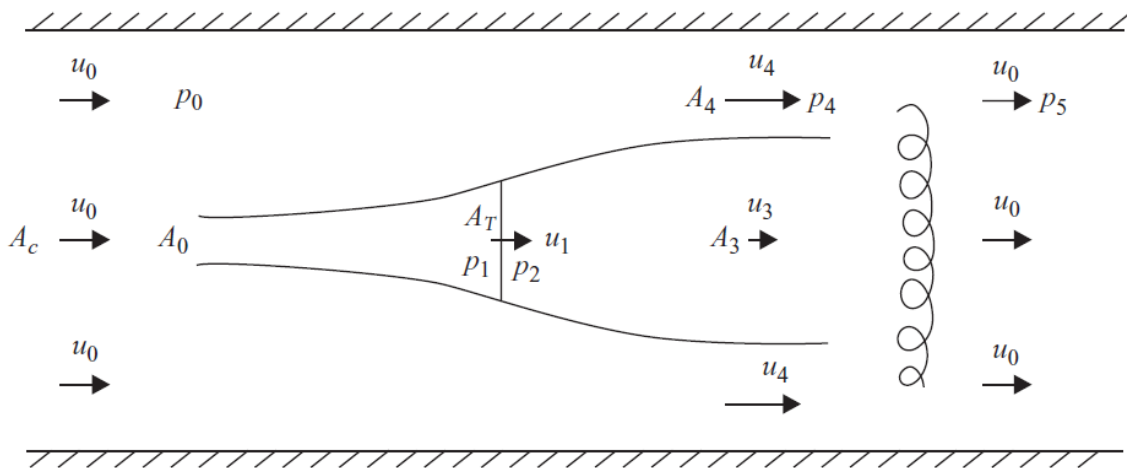


FIGURA 3.7 - Modelo de uma turbina confinada em um canal.
FONTE - (Garrett, et al., 2007).

A pressão exatamente antes e depois do rotor são denotadas por ' p_1 ' e ' p_2 ', e são consideradas uniformes assim como a velocidade do fluido (u_1) nessa região. As linhas de corrente se expandem ao passar pelo disco atuador, até alcançarem uma área de seção transversal constante identificada como A_3 , na qual a velocidade do fluido corresponde a ' u_3 '. No entorno da esteira do fluido que engloba as linhas de corrente que cruzam o rotor ideal, a jusante, a pressão estática e velocidade do fluido são identificadas na modelagem como ' p_4 ' e ' u_4 ' respectivamente.

Após a expansão completa das linhas de corrente que cruzam o rotor ideal, estas mesclam-se com as linhas de corrente localizadas em seu entorno, retornando posteriormente à velocidade do estado inicial (u_0). No processo de mescla das linhas de corrente das duas zonas distintas, ocorre uma dissipação de energia, sendo assim, há uma redução da pressão após esse fenômeno, identificada como ' p_5 ', a qual é por consequência inferior à pressão característica do estado inicial.

Utilizando-se as equações de conservação de massa, quantidade de movimento e energia, a modelagem desenvolvida por Garrett (2007) determina a potência gerada pela turbina (P_T) considerando as perdas internas, de acordo com a EQ. 3.17. Na modelagem física a massa específica do fluido foi omitida das equações desenvolvidas por conveniência.

$$P_T = \frac{1}{2} A_T \frac{(u_3(u_4+u_3)(u_4^2-u_3^2))}{u_4+2u_3-u_0} \quad (3.17)$$

Onde:

A_T – Área de seção transversal da turbina (m).

A velocidade à jusante e no entorno das linhas de corrente do fluido que cruzam o rotor, denominada como ' u_4 ', foi equacionada em função do fator de bloqueio ' ϵ ' (EQ. 3.18), o qual por sua vez expressa a razão entre a área de seção transversal ocupada pela turbina (A_T) e a do canal (A_C), conforme a EQ. 3.19.

$$u_4 = \frac{u_0 - u_3 + (\epsilon u_0^2 - 2\epsilon u_0 u_3 + (1 - \epsilon + \epsilon^2) u_3^2)^{\frac{1}{2}}}{1 - \epsilon} \quad (3.18)$$

$$\epsilon = \frac{A_T}{A_C} \quad (3.19)$$

A EQUAÇÃO 3.18 foi substituída na EQ. 3.17 de modo a expressar a potência da turbina ' P_T ' em termos de $\frac{1}{2} A_T u_0^3$ multiplicado por uma função $f\left(\frac{u_3}{u_0}, \epsilon\right)$. Para cada ' ϵ ', foi calculado o valor da razão $\frac{u_3}{u_0}$ que maximizasse a relação $\frac{P_T}{\frac{1}{2} A_T u_0^3}$, ou seja, que fornecesse a máxima potência a turbina. Soluções numéricas mostraram que tal razão é maximizada quando $\frac{u_3}{u_0} = \frac{1}{3}$ para todos os valores adotados para o fator de bloqueio.

Diante de tais resultados, a relação $\frac{u_3}{u_0} = \frac{1}{3}$ foi fixada e aplicada nas equações desenvolvidas na modelagem, dando origem à EQ. 3.20 que descreve a máxima potência possível de ser obtida na turbina, na qual ' β ' é uma variável de ajuste em função do fator de bloqueio, determinada pela solução numérica e caracterizada conforme o exibido na FIG. 3.9 - A.

$$P_{m\acute{a}x} = \beta \times \frac{1}{2} A_T u_4^3 = \epsilon \beta \times \frac{1}{2} A_C u_4^3 \quad (3.20)$$

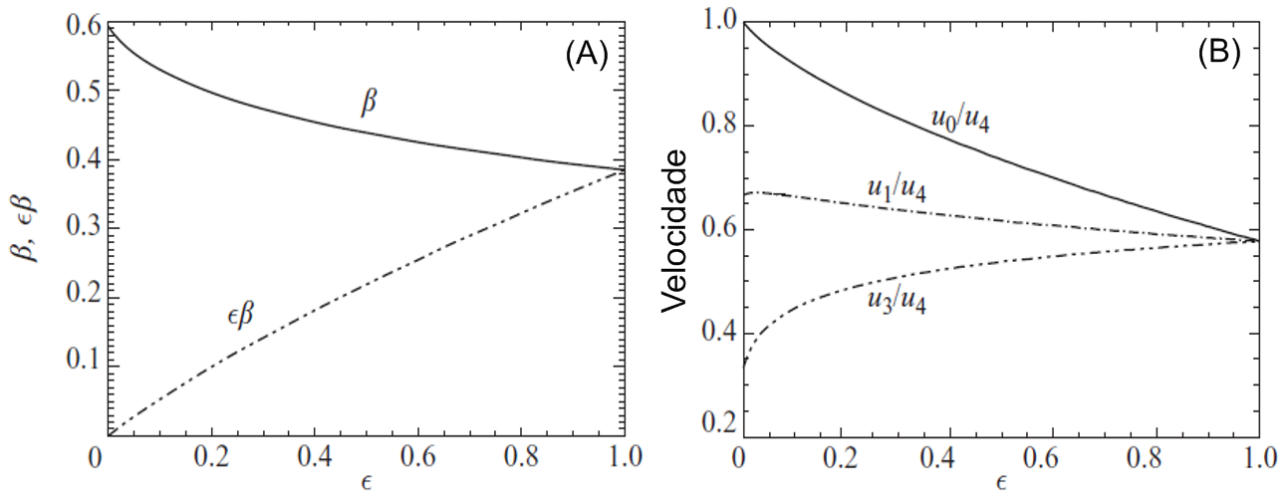


FIGURA 3.8 - A) Coeficientes β e ϵ para o cálculo da máxima potência. B) Velocidades u_0 , u_1 e u_3 , todas normalizadas pela velocidade u_4 .
FONTE: (Garrett, et al., 2007).

Realizando o cálculo da potência máxima mediante a EQ. 3.20, levando em consideração a área de seção transversal da turbina ‘ A_T ’, é possível observar pela FIGURA 3.8a que quando o fator de bloqueio tende a zero, ou seja, quando o limite de Betz se aplica e portanto $u_4 = u_0$, o coeficiente β tende a 0,59. Para os casos em que ϵ tende a 1, fato que ocorre nos casos de máxima restrição, a coeficiente β corresponde a aproximadamente 0,38.

A FIG. 3.9 - B, expressa as velocidades u_0 , u_1 e u_3 , todas normalizadas pela velocidade u_4 e em função do fator de bloqueio, na qual é possível observar que todas convergem para 0,58 para o máximo valor de ϵ .

A situação de máxima restrição, quando o fator de bloqueio equivale a 1, é um caso singular no qual para a modelagem proposta não é aplicável, caso contrário a eficiência máxima calculada seria superior a 100%. Conforme descrito a princípio, a modelagem desenvolvida para o fator de bloqueio é válida quando o número de Froude a montante da turbina é relativamente pequeno ($Fr \ll 1$), sendo assim, a EQ. 3.21 é utilizada para verificar se o sistema estudado se adéqua à modelagem desenvolvida.

$$\frac{u_0^2}{gh} \ll \frac{9(1-\epsilon)^2}{4\epsilon(3-\epsilon)} \quad (3.21)$$

Onde:

g – Aceleração da gravidade (m/s^2);

h – Altura da coluna de água (m).

Uma tecnologia recente de turbinas hidrocinéticas que utiliza do fenômeno de restrição do fluxo é o sistema de geração LucidPipe™, desenvolvido e comercializado pela empresa LucidEnergy™, que consiste em uma turbina que pode ser aplicada no interior de tubulações.

3.2.2 Turbina LucidPipe

O sistema de potência LucidPipe, denominado por LPS (LucidPipe Power System), é um rotor baseado no princípio de forças de sustentação, alocado em uma tubulação de água de grande porte, com pás de perfil aerodinâmico simétrico, que se desenvolvem em torno de uma linha que surge do corte transversal em uma esfera, entrando em rotação conforme o fluxo de água. O rotor é acoplado a um gerador que converte o trabalho mecânico em eletricidade. A efeito de manutenção, os mancais de rolamento, freio e selos mecânicos são instalados do lado externo e a seção da tubulação com a turbina possui flanges normatizados para facilitar a instalação em linhas de tubulações já existentes. Na FIGURA 3.9 é representado o sistema de geração LucidPipe (LucidEnergy, 2018).

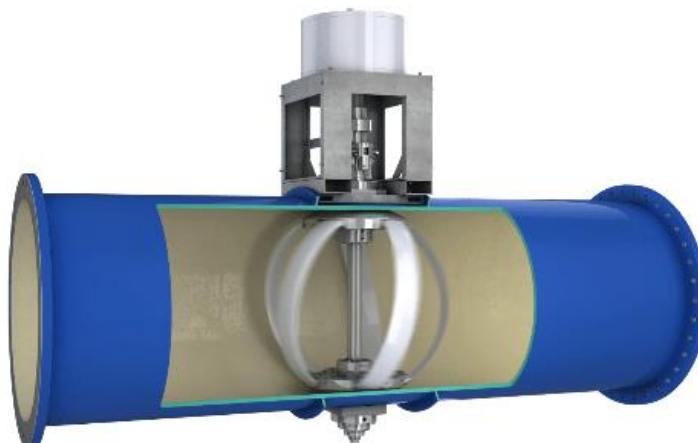


FIGURA 3.9 - Sistema de geração LucidPipe.
FONTE - (LucidEnergy, 2018).

A LPS é destinada principalmente a aplicações nas quais ocorrem escoamento de água pelo princípio da gravidade, transformando o excesso de pressão da atividade fim em energia elétrica (LucidEnergy, 2018). Situações como essa, com pressão hidráulica superior ao exigido para a atividade fim, podem ser encontradas por exemplo em serviços de saneamento como operações de abastecimento e manejo de águas pluviais, as quais são geralmente solucionadas com a aplicação de válvulas redutoras de pressão que agem pelo princípio de dissipação de energia para a vizinhança. O rotor desenvolvido pela LucidEnergy substitui e exerce a mesma função das válvulas, gerando eletricidade e elevando assim a eficiência energética do sistema.

Para esse tipo de operação, na qual a maior parcela da energia hidráulica é referente à pressão no sistema (carga piezométrica), os modelos comerciais da LucidPipe para tubulações de 600 mm, 1050 mm e 1500 mm, os quais exigem uma vazão volumétrica mínima de 1,0 m³/s, 2,7 m³/s e 5,6 m³/s, apresentam uma capacidade de potência de 18 kW, 50 kW e 100 kW respectivamente (LucidEnergy, 2018). Para aplicações em escoamentos sob baixa pressão, com a parcela de energia cinética com grande representatividade no sistema, seja em conduto forçado ou canal aberto, a modelagem do disco atuador em um fluxo confinado deve ser utilizada a fim de calcular a potência de saída, pois o fenômeno de funcionamento da turbina para os dois casos será distinto (Bachant, 2011).

Um estudo, desenvolvido por Vilanova (2014), analisou diversos layouts de sistema de tratamento e distribuição de água, nos quais foram identificadas possibilidades de reaproveitamento energético, com a implantação de turbinas hidráulicas ou hidrocinéticas. Foi feito um estudo de caso referente a uma estação de distribuição de água localizada na cidade de Itajubá (Minas Gerais – Brasil), na qual a água bruta é captada pelo princípio da gravidade em uma tubulação de aço com comprimento total de 7428 m, ao longo da qual são distribuídas válvulas e caixas de passagem que possuem as funções de alívio de pressão ou evitar a ocorrência de sifões ao longo da tubulação, especialmente em casos de comprimento e variabilidade topográfica elevados. O trabalho consistiu em propor a substituição de tais dispositivos, de maneira consciente sem que ocorresse prejuízos ao funcionamento do sistema, por elementos geradores de energia.

O estudo de caso desenvolvido por Vilanova (2014) avaliou aspectos como potência gerada, custo de investimento e análise econômica, chegando a conclusão de que os benefícios resultantes da implementação da proposta seriam o aumento da eficiência energética pelo uso de recursos locais, redução da dependência externa de eletricidade e dos custos operacionais.

3.3 Princípios Físicos na Modelagem

Máquinas hidráulicas são assim denominadas quando o fluido de trabalho que troca energia com o elemento mecânico dinâmico da máquina não varia sensivelmente a sua massa específica. Portanto, no projeto e estudo desses componentes, é necessário respeitar a hipótese de que a massa específica do fluido de trabalho é constante (Mataix, 1970).

Há uma grande diversidade de máquinas hidráulicas, as quais podem ser diferenciadas em função do elemento propulsor da máquina, o qual é responsável pela conversão da energia mecânica em hidráulica e vice-versa, podendo ser classificadas em dois grupos gerais: turbomáquinas hidráulicas e máquinas de deslocamento positivo (ou volumétricas) (Mataix, 1970). Nas máquinas

denominadas volumétricas ou de deslocamento positivo, o órgão propulsor cede energia ao fluido, ou o fluido a ele, na forma de pressão mediante à variação volumétrica da câmara onde está contido o fluido, sendo assim, há uma relação constante entre a descarga e a velocidade do elemento mecânico dinâmico (Macintyre, 1997).

São classificadas como turbomáquinas equipamentos nos quais a energia é transferida para ou por um fluido em escoamento contínuo pela ação dinâmica de um ou mais rotores (Dixon, et al., 2010). Portanto, a direção e valor absoluto das componentes de velocidade das partículas do fluido pelo rotor, ou seja a interação da estrutura dinâmica com o fluido, exercem função fundamental na conversão de energia (Mataix, 1970).

As turbomáquinas por sua vez podem ser classificadas em máquinas motrizes (turbinas) e geratrizes (bombas) em função da forma como ocorre a troca de energia entre o fluido e o rotor. As máquinas motrizes são aquelas em que a energia hidráulica é convertida em trabalho mecânico, como exemplo as turbinas hidráulicas Francis, Kaplan e Pelton. Por sua vez, as geratrizes recebem trabalho mecânico que é convertido em energia hidráulica pelo acréscimo de energia potencial (pressão) e cinética do líquido que interage com o rotor (Macintyre, 1997).

Uma turbina hidrocínética, foco do desenvolvimento deste trabalho, é classificada como uma turbomáquina hidráulica motriz. O dimensionamento adequado de uma turbina hidrocínética, consiste primariamente em conhecer e definir os princípios físicos que atuam no volume de controle que engloba a turbina, além de diversos conceitos e fenômenos relacionados à área de estudo. Com o intuito de fornecer base teórica para o desenvolvimento deste trabalho, serão abordados assuntos como a energia de um fluido em escoamento, forças aerodinâmicas, teoria de torque em rotores e análise dimensional.

3.3.1 Equação de Bernoulli

Um escoamento permanente é assim definido quando são constantes no tempo as grandezas características que definem as propriedades do fluido, como exemplo o seu peso específico e temperatura, além das suas condições de escoamento como os vetores (direção e intensidade) de velocidade, aceleração e pressão analisados todos em um referencial fixo no interior do fluido (Macintyre, 1983).

São exemplos de escoamento permanente o fluxo de água em tubulações sob pressão constante e em canais de paredes relativamente lisas. Em situações como essas, a equação da continuidade, conforme expresso na EQ. 3.22, prediz que há a conservação da matéria existente no volume de controle, ou seja, a mesma vazão mássica que cruza a área de seção transversal na entrada deve ser igual à que cruza a de saída.

$$\dot{m} = \rho u_i A_i = \text{constante} \quad (3.22)$$

Onde:

- \dot{m} – Vazão mássica (kg/s);
- ρ – Massa específica do fluido (kg/m³);
- u_i – Intensidade do vetor de velocidade normal à área de referência (m/s);
- A_i – Área de seção transversal de um ponto de referência (m²).

Em decorrência da viscosidade do fluido e as propriedades das paredes que o cercam, em uma mesma área de seção transversal do escoamento, são identificados vetores de velocidade e pressão com intensidades distintas, portanto, a FIG. 3.11 torna-se útil no esclarecimento de alguns conceitos e denotações em um escoamento. Um volume de controle tubular de diâmetro infinitesimal, preenchido por líquido e se desenvolvendo em torno da trajetória de uma partícula do fluido, no qual em uma dada seção transversal todos os pontos apresentem a mesma condição de escoamento (pressão, velocidade etc), é denominado de ‘filete’. Ao conjunto de filete agrupados é dado o nome de ‘veia líquida’ ou ‘linha de corrente’ (Macintyre, 1983).

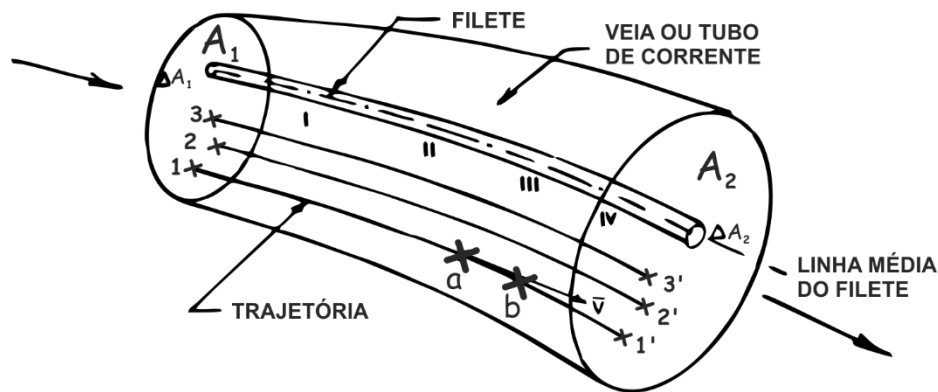


FIGURA 3.10 - Conceitos de trajetória, filete e veia líquida.
FONTE - Adaptado de (Macintyre, 1983).

De acordo com equação da continuidade, em um fluxo bem desenvolvido, não há possibilidade de cruzamento das trajetórias ou linhas de corrente, desse modo, ao observar a veia líquida representada na FIG. 3.11, a vazão mássica ou volumétrica que cruza os pontos I, II, III e IV devem ser iguais, de modo que o próprio fluido em movimento adjacente à veia líquida pode exercer o efeito limitante de uma parede.

Um fluido em escoamento é dotado de energia, ou seja, possui a capacidade de realizar trabalho. A energia pode ser constituída de diversas formas, que de acordo com a primeira lei da

termodinâmica, também conhecida como lei da conservação de energia, podem se converter umas nas outras. A conversão da energia em trabalho mecânico e/ou calor é denominada de ‘energia em trânsito’, pois só existem quando transferem energia de um corpo a outro (Mataix, 1970).

Observando um líquido incompressível ideal (sem viscosidade) em escoamento permanente, a análise da mecânica dos fluidos se restringe à observação das três formas de energia presentes, sendo elas a de posição, de pressão e cinética; e as transformações entre elas e suas relações com o trabalho mecânico (Mataix, 1970). Sendo assim em um escoamento de um fluido incompressível em regime permanente, com a ausência de máquinas hidráulicas, perdas por atrito e troca de calor e com propriedades uniformes, aplicando a lei da conservação de energia na análise de uma linha de corrente, surge então a Equação de Bernoulli, representada pela EQ. 3.23.

$$z_i + \frac{p_i}{\gamma} + \frac{v_i^2}{2g} = E = \text{constante} \quad (3.23)$$

Onde:

- z_i – Energia de posição ou altimétrica (m);
- $\frac{p_i}{\gamma}$ – Energia de pressão ou piezométrica;
- $\frac{v_i^2}{2g}$ – Energia cinética;
- E – Energia Total (m);
- γ – Peso específico (N/m³);
- g – aceleração da gravidade (m/s²);
- p_i – Pressão estática (Pa).

A equação proposta por Daniel Bernoulli é um tanto quanto conservadora, por desconsiderar a viscosidade do fluido e conseqüentemente as perdas de energia por efeito do atrito, no entanto, é um equacionamento de grande valor para análises primárias de sistemas. Contudo, em todos os casos reais de escoamento em regime permanente, haverá dissipação de energia por atrito, sendo denominado por ‘perda de carga’ (Δh).

Um segundo fator que pode afetar o balanço de energia em um sistema é a presença de máquinas hidráulicas, que podem acrescentar energia ao fluido, no caso das máquinas geratrizes (bombas), ou retirar energia do fluido, o que ocorre na aplicação de máquinas motrizes (turbinas). A efeito de equacionamento do balanço energético de um escoamento permanente com a presença de máquinas hidráulicas, a carga manométrica da máquina, denominada por ‘ H_m ’ deve ser considerada (Brunetti, 2008).

Quando a máquina no sistema for uma turbina, a carga manométrica que indicará a redução de energia no sistema, e conseqüentemente de valor negativo, é denominada de queda hidráulica. No caso de bombas, o acréscimo da energia será caracterizado como ‘altura de elevação. Desse modo, a EQ. 3.24 descreve a modificação da Equação de Bernoulli ao considerar as perdas de carga do sistema e a troca de energia com uma turbomáquina.

$$z_1 + \frac{p_1}{\gamma} + \frac{v_1^2}{2g} + H_m = z_2 + \frac{p_2}{\gamma} + \frac{v_2^2}{2g} + \Delta h \quad (3.24)$$

Onde:

- H_m – Carga manométrica da máquina hidráulica (m.c.a);
- Δh – perda de carga (m.c.a).

Observando o balanço energético descrito pela EQ. 3.24, conclui-se que a carga manométrica da máquina hidráulica é caracterizada como uma energia em trânsito por ser resultado da conversão da energia portada pelo fluido (de posição, de pressão e cinética) em trabalho mecânico e vice-versa.

No caso de turbinas hidrocínicas, esse fenômeno ocorre principalmente em função da conversão da energia cinética do fluido em trabalho mecânico, por impor o movimento de rotação ao órgão propulsor da máquina. Para análise da eficiência dessa conversão, é fundamental o entendimento da interação do fluido com o rotor e as forças aerodinâmicas que surgem em decorrência dessa interação.

3.3.2 Coeficientes Aerodinâmicos

As forças aerodinâmicas atuantes no rotor de uma turbomáquina são as principais responsáveis pela produção do torque no eixo de giro. A existência dessas forças e a sua eficiência dependem intrinsecamente da geometria das pás da turbina, as quais possuem um perfil aerodinâmico adequado para essa finalidade (Twidell, et al., 2006).

Conforme demonstrado na FIG. 3.12, um perfil aerodinâmico possui um bordo de ataque, região onde ocorre o contato primário das linhas de corrente do fluido, e o bordo de fuga, local em que o fluido perde o contato com a superfície do aerofólio (Hansen, 2008). A superfície superior do aerofólio é denominada de extradorso, enquanto a inferior de intradorso.

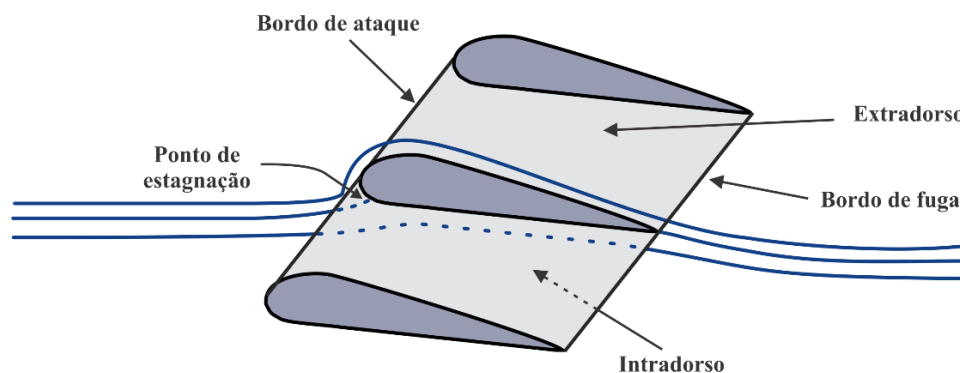


FIGURA 3.11 - Interação das linhas de corrente do fluido com um perfil aerodinâmico.
FONTE – PRÓPRIO AUTOR.

Em contato com o perfil aerodinâmico, as linhas de corrente do fluido se subdividem entre o intra e extradorso além de formar uma região de estagnação nas proximidades do bordo de ataque, região demarcada pela velocidade nula do fluido e elevada pressão estática. Essa interação do fluido com o aerofólio, resulta em forças aerodinâmicas explicadas pelo princípio de Bernoulli.

As partículas do fluido se separam no bordo de ataque e reagrupam-se no bordo de fuga simultaneamente. Sendo assim, devido ao formato geométrico e à inclinação do perfil aerodinâmico em relação às linhas de incidência da corrente (ângulo de ataque), geralmente positiva para o caso de aeronaves, o fluido que percorre o extradorso adquire velocidade superior por percorrer uma maior trajetória em um mesmo intervalo de tempo em relação às partículas que percorrem o intradorso. De acordo com o princípio de conservação de energia (Equação de Bernoulli), essa interação ocasiona uma diferença de pressão entre as superfícies do perfil aerodinâmico, e como a pressão estática no intradorso é superior devido à menor velocidade do fluido, surge como resultante uma força de sustentação (F_L) perpendicular às linhas de corrente livre do fluido (Hansen, 2008).

O ponto de estagnação é caracterizado pela região na qual ocorre a desaceleração total das linhas de corrente do fluido ocasionando uma elevada pressão estática nas proximidades do bordo de ataque. Além dessa característica, os efeitos viscosos do fluido interagindo com a superfície do perfil aerodinâmico geram atrito e conseqüentemente a existência de uma força de arrasto (F_D) paralela às linhas de corrente livre do fluido (Fox, et al., 2006).

A FIGURA 3.12 representa esquematicamente as forças aerodinâmicas que agem em um perfil submetido a um escoamento, sendo ' V_∞ ' a velocidade de fluxo livre, F a força resultante do somatório da força de arrasto (F_D) e de sustentação (F_L), ' α ' o ângulo de ataque e ' c ' a corda do perfil caracterizado pela linha reta que cruza o bordo de ataque e de fuga tendo esses pontos como limitantes.

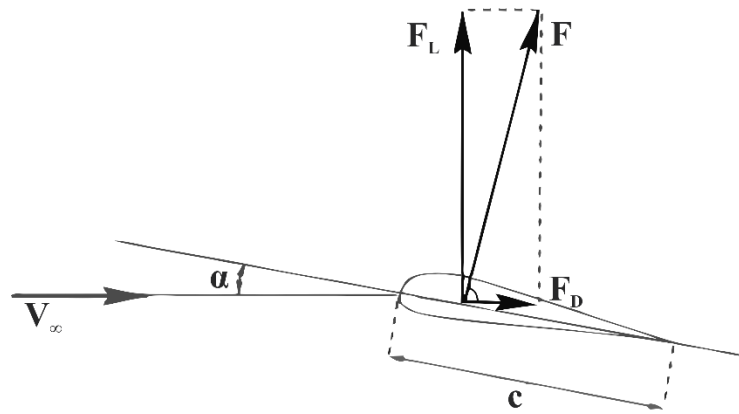


FIGURA 3.12 - Forças aerodinâmicas.
FONTE - (Hansen, 2008).

A representação bidimensional das forças aerodinâmicas atuantes em um perfil aerodinâmico é comum, visto que em diversos casos reais nos quais a ‘envergadura do perfil’ (comprimento total) é expressivo, as forças atuantes são praticamente constantes em sua superfície (Hansen, 2008). Embora as forças aerodinâmicas de sustentação e arrasto possam ser calculadas numericamente pela integração da distribuição de pressão sobre o aerofólio, é comum a utilização de coeficientes adimensionais determinados experimentalmente e disponibilizados na literatura para os perfis aerodinâmicos mais comuns (Niblick, 2012).

Os coeficientes de sustentação e arrasto, ‘ C_l ’ e ‘ C_d ’ respectivamente, para velocidades relativa subsônica entre a linha de corrente e o perfil aerodinâmico, são função do ângulo de ataque (α) e do número de Reynolds, podendo ser expressos conforme as EQ. 3.25 e 3.26 na ordem.

$$C_l = \frac{F_L}{\frac{1}{2} \rho \cdot V_\infty^2 \cdot c} \quad (3.25)$$

$$C_d = \frac{F_D}{\frac{1}{2} \rho \cdot V_\infty^2 \cdot c} \quad (3.26)$$

Onde:

- F_L – Força de sustentação (N/m);
- F_D – Força de arrasto (N/m);
- ρ – massa específica do fluido (kg/m^3);
- V_∞ – velocidade livre da corrente (m/s);
- c – corda do perfil aerodinâmico (m).

Embora não esteja explícito nas equações, as forças de sustentação e arrasto são função do número de Reynolds e ângulo de ataque do sistema. A análise do comportamento e interação entre tais coeficientes de um dado perfil aerodinâmico estático é explicitada em gráficos denominados ‘polar’. De modo a exemplificar, a FIG. 3.14 demonstra a polar de sustentação e da sua razão pelo arrasto, ambos em função do ângulo de ataque, calculados levando em consideração números de Reynolds equivalente a 200 e 500 mil e 1 milhão (Airfoil Tools, 2018)

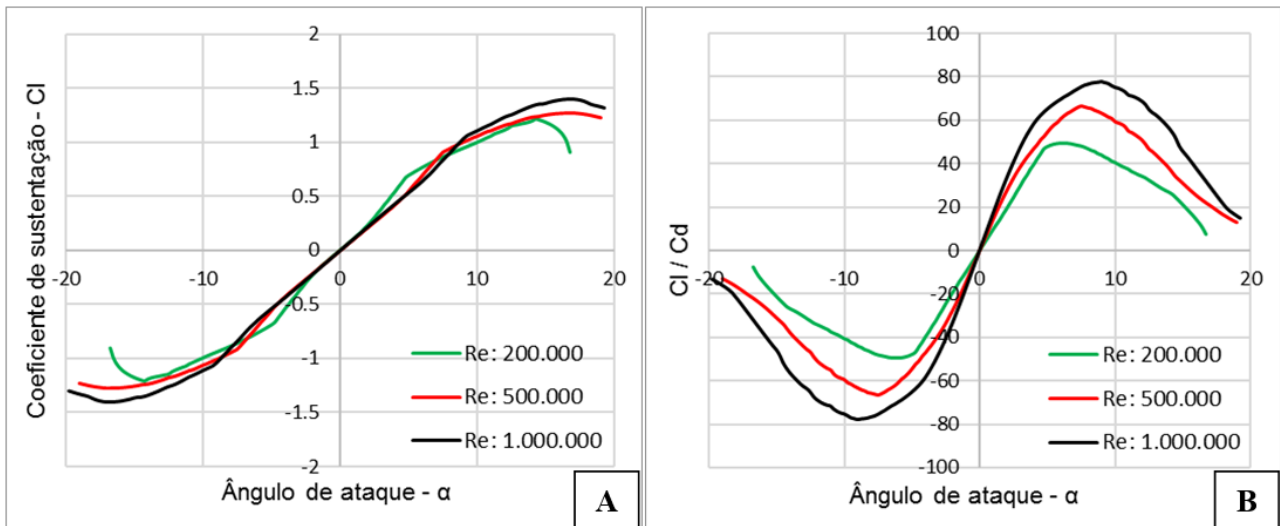


FIGURA 3.13 – A) Polar C_l x ângulo de sustentação. B) Polar C_l/C_d x ângulo de ataque.
 FONTE - Adaptado de (Airfoil Tools, 2018)

As forças atuantes em uma pá do rotor de uma turbomáquina, por sua vez, são influenciadas pela velocidade relativa do fluido em contato com a superfície da pá (u_{REL}), a qual varia de acordo com a velocidade de rotação e com a posição azimutal da pá no caso de turbinas de eixo vertical.

3.3.3 Ângulo de ‘Pitch’

Um dos parâmetros que afetam a velocidade relativa do fluido é denominado ‘ângulo de ‘pitch’ (β_{pitch}), sendo o ângulo formado entre a corda do perfil aerodinâmico e a linha tangente ao círculo da revolução. Um ângulo de ‘pitch’ positivo indica uma inclinação do bordo de ataque em direção ao centro de rotação com relação à linha tangente, de modo análogo, um ângulo de ‘pitch’ negativo prediz uma inclinação do bordo de ataque para o lado externo ao centro de rotação (Niblick, 2012). A FIG. 3.15 demonstra um ângulo de ‘pitch’ (β_{pitch}) positivo.

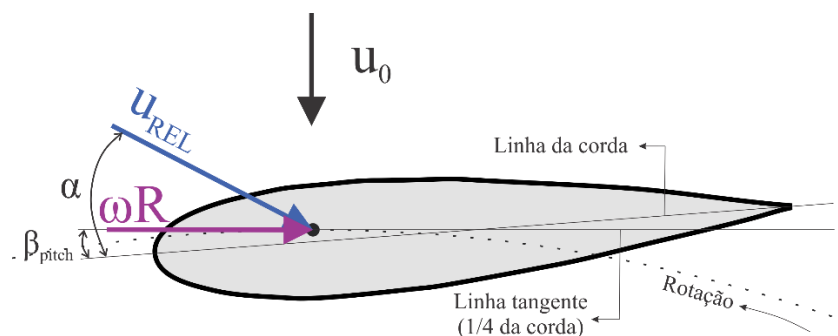


FIGURA 3.14 - Diagrama representativo do ângulo de 'pitch'.
 FONTE – PRÓPRIO AUTOR.

Sabendo da influência do ângulo de 'pitch' no desempenho de uma turbina hidráulica, diversas pesquisas são desenvolvidas nesse âmbito, no intuito de determinar o melhor posicionamento que fornecerá máxima potência. Rezaeiha (2017) desenvolveu um estudo aplicando a dinâmica dos fluidos computacional (CFD) para investigar o comportamento das forças e momentos atuantes nas pás de uma turbina eólica de eixo vertical (H-Darrieus) em função do ângulo de 'pitch' variando entre -7° e $+3^\circ$. Os resultados demonstraram um acréscimo de 6,6% no coeficiente de potência para o ângulo de 'pitch' correspondente a -2 comparado à posição neutra ($\beta_{pitch} = 0^\circ$). Para $\beta_{pitch} = 3^\circ$ foi evidenciado uma queda expressiva no coeficiente de potência (Rezaeiha, et al., 2017).

Somoano (2018) observou experimentalmente o comportamento de uma turbina de fluxo cruzado com três pás e perfis aerodinâmicos simétricos (NACA-0015), em túnel de vento, variando o número de Reynolds (baseado no diâmetro da turbina) e o ângulo de 'pitch' entre -16° e $+8^\circ$. Os dados coletados demonstraram que o melhor desempenho do rotor ocorreu com o ângulo de 'pitch' configurado entre -4° e -8° independente do número de Reynolds, fornecendo um coeficiente de potência aproximado de 25% (Somoano, et al., 2018).

Como o desempenho total da turbina não depende apenas do ângulo de 'pitch', não há uma posição específica e singular que fornecerá o melhor desempenho, sendo assim para cada estudo realizado, experimental ou numérico, valores distintos para o β_{pitch} ótimo são definidos. No entanto, há um consenso entre a maioria dos estudos de que ângulos negativos (inclinados para fora do centro de rotação) fornecem melhores resultados no desempenho do rotor (Lazauskas, et al., 2012).

O ângulo de 'pitch' é fixo, no entanto influencia no ângulo de ataque das pás da turbina, o qual por sua vez varia em função da posição azimutal do rotor durante o seu funcionamento. Nesse sentido diversas pesquisas e projetos estão sendo concebidos no desenvolvimento de turbinas de fluxo cruzado com controle do ângulo de 'pitch' para otimizar o desempenho dos rotores. No entanto, turbinas com pás retas possuem o β_{pitch} facilmente ajustável, uma vez que depende apenas da forma de fixação nas suas extremidades.

O ângulo de *'pitch'* das turbinas com pás retorcidas, por sua vez, depende do processo de fabricação e portanto não apresentam a possibilidade de ser controlado durante o seu funcionamento (Rezaeiha, et al., 2017).

O estudo e ajuste adequado do ângulo de *'pitch'* de uma turbina hidráulica é importante, pois influencia amplamente no comportamento do vetor de velocidade relativa incidente sobre as pás da turbina, o qual será responsável pelo surgimento das forças aerodinâmicas e conseqüentemente do torque no eixo de rotação.

3.3.4 Torque e potência em rotores de eixo vertical

A avaliação do desempenho de uma turbina hidrocínética é feita principalmente pelo gráfico que demonstra um adimensional da potência gerada, denominado coeficiente de potência (C_p), em função de um adimensional que relaciona as velocidades do escoamento e angular do rotor, denominado razão de velocidades (λ).

A razão de velocidades (λ), representada pela EQ. 3.27, é a razão da velocidade tangencial do rotor pela velocidade do corrente de fluxo livre do escoamento, variando para cada condição de operação e para cada tipo de turbina.

$$\lambda = \frac{\omega R}{V_\infty} \quad (3.27)$$

Onde:

- ω – velocidade angular do rotor (rad/s);
- R – Raio máximo do rotor (m);
- V_∞ – velocidade livre da corrente (m/s).

Com relação à eficiência do rotor, o parâmetro coeficiente de potência corresponde à razão entre potência gerada pelo rotor e a potência disponível pelo fluido, o qual varia de acordo com a razão de velocidade, podendo ser identificado em quais condições de funcionamento o rotor obterá maior rendimento.

Outro parâmetro adimensional que caracteriza o rotor e influencia no seu desempenho é a 'razão de solidez' (σ), sendo a razão entre o espaço varrido pelo rotor que é preenchido por material sólido e o espaço preenchido pelo fluido. A equação que determina esse parâmetro é específica para cada tipo de rotor. A exemplo, a EQ. 3.28 é utilizada para o rotor Darrieus e é baseada na área varrida (Braga, 1981), enquanto a EQ. 3.29 é destinada a rotores do tipo Gorlov e está em função do perímetro percorrido (Niblick, 2012).

$$\sigma = \frac{N_p \cdot c \cdot L_p}{A_v} \quad (3.28)$$

$$\sigma = \frac{N_p \cdot c}{\pi \cdot D_G} \quad (3.29)$$

Onde:

- N – Número de pás do rotor;
- c – corda do perfil aerodinâmico (m);
- L_p – comprimento total da pá (m);
- D_G – Diâmetro do rotor Gorlov (m).

Um rotor com solidez maior que 0,3 tem mais facilidade para iniciar seu movimento de rotação com a passagem de um fluido mas irá operar com baixa razão de velocidade (λ), enquanto que um rotor com baixa solidez, inferior a 0,15, apesar da sua dificuldade em relação ao auto arranque, pode operar com valores de λ mais elevados (Twidell, et al., 2006).

Para relacionar os vetores de velocidade que surgem da interação do fluido e conjunto sólido móvel das turbinas de eixo vertical com as forças resultantes, as mais diversas teorias existentes baseiam-se na somatória de momento atuante no sistema. A modelagem mais básica e comum para esse fim é denominada ‘modelo de canal único’ (*single streamtube model*), foi desenvolvida por Templin (1974) e é fundamentada na teoria do disco atuador aplicada a rotores e considera no seu desenvolvimento, uma única velocidade constante passando pela turbina.

Strickland (1975) aprimorou a modelagem dividindo o fluido que passa pela turbina em múltiplos canais independentes. Na ‘modelagem de múltiplos canais’ o balanço da quantidade de movimento é realizado separadamente para cada volume de controle configurado, permitindo assim a análise das variações de velocidade na direção perpendicular ao escoamento (Beri, et al., 2011). Tal metodologia fornece bons resultados para casos com baixa razão de velocidades.

A modelagem DMS (*Double-Multiple Streamtubes*) desenvolvida por Paraschivoiu (1981) permite observar a variação de velocidade do fluido de trabalho nos sentidos perpendicular e paralelo ao escoamento, sendo, portanto, uma modelagem mais complexa. Sabe-se que o fluido de trabalho possui maior velocidade a montante da turbina em relação à sua jusante, sendo assim, tal modelagem possibilita resultados mais precisos por considerar esses efeitos. A FIG. 3.16 demonstra as considerações para os volumes de controle das modelagens citadas.

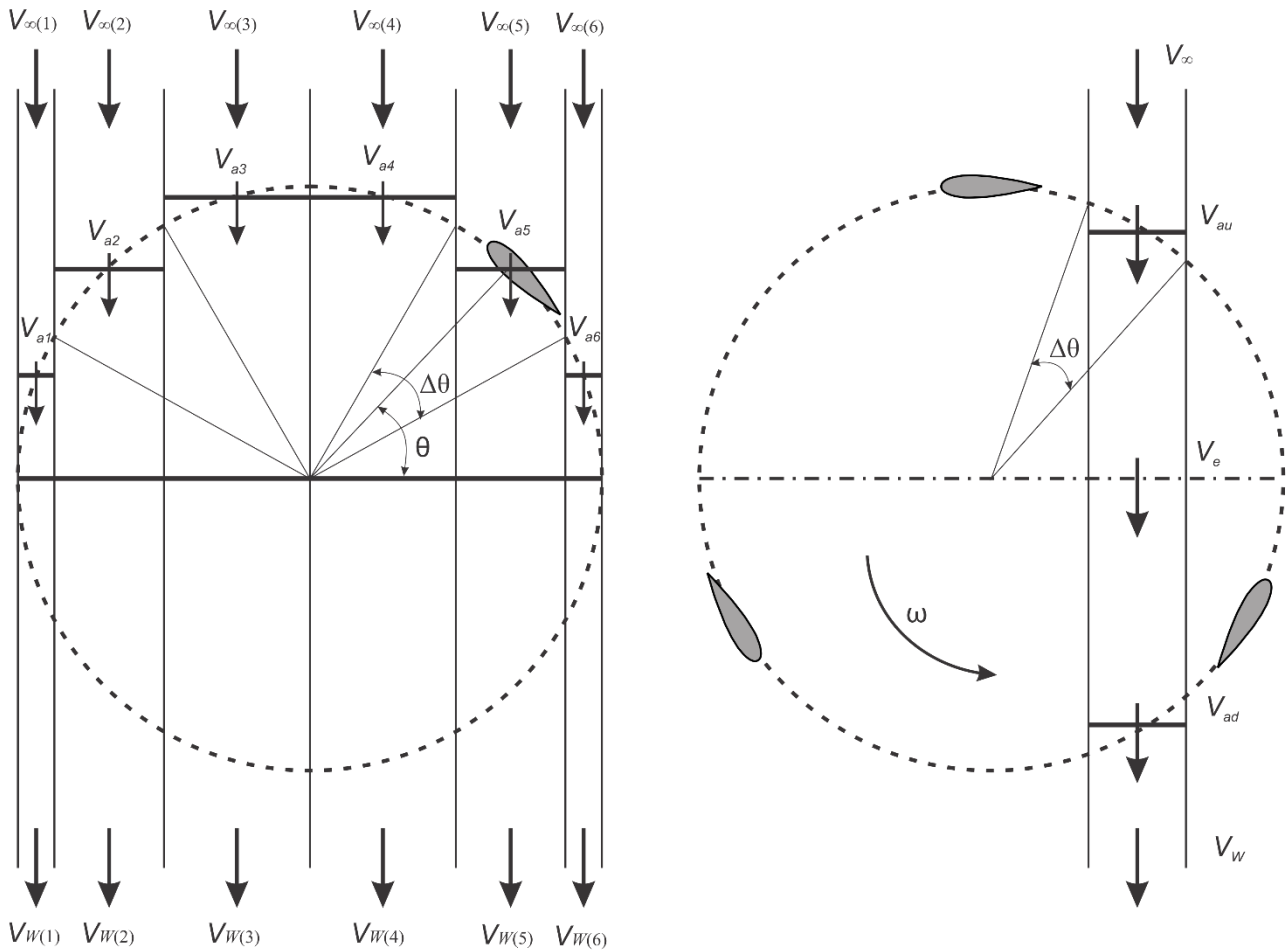


FIGURA 3.15 - modelagem de múltiplos canais e modelagem DMS respectivamente.
 FONTE – Adaptado de (Beri, et al., 2011).

Em cada modelagem descrita na FIG. 3.16, de múltiplos canais e DMS, a velocidade de escoamento livre do fluido de trabalho é representada por ' V_{∞} ', ' V_a ' e ' V_{ad} ' representam em cada modelagem respectivamente a velocidade induzida a montante do disco atuador, ' V_e ' a velocidade de equilíbrio na região média do rotor, ' V_{ad} ' a velocidade induzida a jusante do disco atuador, ' V_W ' velocidade do fluido perturbado após a turbina e ' $\Delta\theta$ ' o ângulo de divisão entre os volumes de controle.

Considerando a velocidade do fluido de trabalho constante através da turbina (u_0), conforme expresso pela 'modelagem de canal único', as forças resultantes sobre as superfícies das pás da turbina podem ser facilmente demonstradas, conforme apresentado na FIG. 3.17.

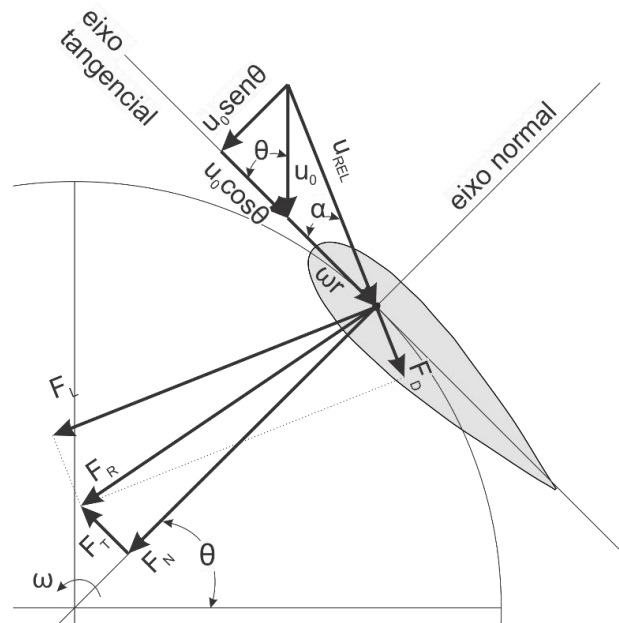


FIGURA 3.16 - Diagrama de forças e velocidades no perfil aerodinâmico.
 FONTE – PRÓPRIO AUTOR.

Nota-se pela FIG. 3.17 que a posição azimutal do centro aerodinâmico do perfil da pá de uma turbina é dada pelo ângulo θ . O vetor de velocidade u_0 corresponde à velocidade de incidência do escoamento sobre o rotor. Para um melhor entendimento dos surgimentos das forças, são adotados dois pontos referenciais, sendo um fixo equivalente ao centro de rotação e demarcado por um eixo horizontal e um vertical perpendiculares, e outro ponto referencial móvel com centro correspondente ao centro aerodinâmico do perfil e caracterizado pelos eixos normal e tangencial à trajetória de rotação (perpendiculares).

A velocidade relativa (u_{REL}) é responsável pelo surgimento das forças aerodinâmicas de sustentação (F_L) e arrasto (F_D) e pode ser calculada pela soma vetorial da velocidade da vazão nas proximidades do rotor com a velocidade tangencial (ωr) do rotor, conforme expresso na EQ. 3.30.

$$\overline{u_{REL}} = \overline{u_0} + \overline{\omega r} \quad (3.30)$$

Onde:

- u_0 – velocidade do escoamento a entrar no rotor (m/s);
- ω – velocidade angular (rad/s);
- r – raio relativo do rotor (m).

Decompondo o vetor de velocidade relativa ($\overline{u_{REL}}$) nos eixos tangencial e normal do centro referencial móvel, é possível calcular a sua intensidade mediante a EQ. 3.31

$$\begin{aligned}
 u_{REL}^2 &= (u_0 \cos\theta + \omega r)^2 + (u_0 \sin\theta)^2 \\
 u_{REL} &= \sqrt{(u_0 \cos\theta + \omega r)^2 + (u_0 \sin\theta)^2}
 \end{aligned} \tag{3.31}$$

Mediante análise trigonométrica, o ângulo de ataque (α) também pode ser calculado em função da posição azimutal do rotor conforme a EQ. 3.32, quando o ângulo de 'pitch' for nulo.

$$\begin{aligned}
 tg(\alpha) &= \frac{u_0 \sin\theta}{u_0 \cos\theta + \omega r} \\
 \alpha &= tg^{-1}\left(\frac{u_0 \sin\theta}{u_0 \cos\theta + \omega r}\right)
 \end{aligned} \tag{3.32}$$

Conforme relatado previamente, as forças aerodinâmicas F_D e F_L podem ser representadas em função dos coeficientes de arrasto e sustentação respectivamente. No entanto, o torque que surge no rotor ocorre devido à força no sentido tangencial à rotação, sendo necessário assim decompor a força aerodinâmica resultante nos eixos tangencial e normal do referencial móvel. Neste intuito, os coeficientes de arrasto e sustentação (C_d e C_l) devem também ser decompostos em função do ângulo de ataque, dando origem aos coeficientes normal (C_n) e tangencial (C_t) de acordo com o demonstrado nas EQ. 3.33 e 3.34 respectivamente (Beri, et al., 2011).

$$C_n = C_l \cos(\alpha) + C_d \sin(\alpha) \tag{3.33}$$

$$C_t = C_l \sin(\alpha) - C_d \cos(\alpha) \tag{3.34}$$

As variáveis descritas nesta seção são dados de entrada para o cálculo analítico do torque e potência de eixo de uma turbina. No entanto as etapas subsequentes para determinação do torque e potência são específicas para cada tipo de turbina por ser função da geometria de cada rotor. Sendo assim, será descrito o equacionamento de um rotor eólico do tipo Darrieus por mais se aproximar da geometria a ser desenvolvida neste trabalho.

A FIG. 3.18 é uma representação de um rotor Darrieus com três pás curvadas onde 'R' é o raio horizontal máximo do rotor, 'H' o raio vertical máximo, 'r' o raio relativo, 'z' a altura relativa, 'c' a corda do perfil e 'δ' ângulo entre o plano horizontal e a linha normal ao ponto observado. A força normal (F_N) e tangencial (F_T) em um elemento infinitesimal da pá do rotor Darrieus pode ser determinada pela multiplicação do respectivo coeficiente, com a pressão dinâmica, com a corda do perfil e um diferencial da altura (Bogateanu, et al., 2010). Tal equacionamento é demonstrado conforme as EQ. 3.35 e 3.36.

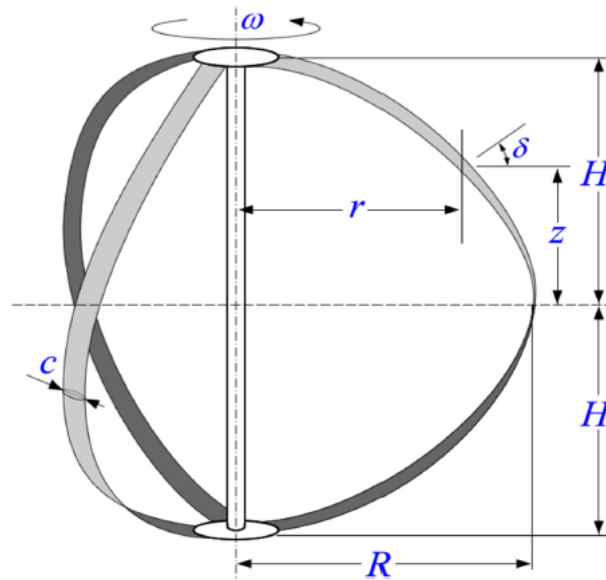


FIGURA 3.17 - Esquema de Rotor tipo Darrieus com três pás.
 FONTE - (Tchakoua, et al., 2015).

$$dF_N = C_n \left(\frac{1}{2} \rho u_{REL}^2 \frac{c}{\cos(\delta)} \right) dz \quad (3.35)$$

$$dF_T = C_t \left(\frac{1}{2} \rho u_{REL}^2 \frac{c}{\cos(\delta)} \right) dz \quad (3.36)$$

Onde:

- C_n – coeficiente normal;
- C_t – coeficiente tangencial;
- ρ – massa específica (kg/m^3);
- u_{REL} – velocidade relativa;
- c – corda do perfil aerodinâmico (m);
- z – altura relativa do rotor (m);
- δ – Ângulo entre o plano horizontal e a linha normal de um ponto da pá ($^\circ$)

O torque no eixo varia em função da posição azimutal e como o momento gerado pela força normal é neutro, o torque total no eixo (T) pode ser obtido pela integração da força infinitesimal tangencial em relação a ' θ ' e ' z ' multiplicado pelo raio relativo ' r ' (Tchakoua, et al., 2015), conforme demonstrado na EQ. 3.37.

$$T = \frac{N_p c}{2\pi} \int_{-H}^H \int_0^{2\pi} \frac{C_t \rho u_{REL}^2}{2 \cos(\delta)} r d\theta dz \quad (3.37)$$

Onde:

- N_p – número de pás;
- H – metade da altura total do rotor (m);
- r – raio relativo do rotor (m);
- θ – ângulo da posição azimutal (°);
- z – altura relativa do rotor (m).

Sabendo-se que a potência de eixo equivale ao torque multiplicado pela velocidade angular (ω), a EQ. 3.38 é útil para o cálculo da potência (P).

$$P = \frac{N_p c \omega}{2\pi} \int_{-H}^H \int_0^{2\pi} \frac{C_t \rho u_{REL}^2}{2 \cos(\delta)} r d\theta dz \quad (3.38)$$

Os equacionamentos demonstrados são úteis para uma estimativa preliminar da potência a ser gerada mediante cálculos analíticos, no entanto, diversos outros fenômenos existentes no sistema, como exemplos a recirculação do fluido de trabalho no interior da turbina, cavitação e turbulência, afetam amplamente o resultado. Desse modo a aplicação de procedimentos computacionais como a dinâmica dos fluidos computacional (CFD) pode ser muito útil no desenvolvimento de protótipos no âmbito de aproximar a estimativa de potência gerada do modelo real, possibilitando desse modo uma otimização do projeto e redução de custos de fabricação.

3.4 Dinâmica dos Fluidos Computacional

Na solução de problemas de engenharia que envolvem dinâmica dos fluidos três abordagens distintas podem ser empregadas, analítica, experimental e computacional. Geralmente são empregadas nas combinações ‘analítico-computacional’ e ‘analítico-experimental’.

As soluções analíticas consistem em simplificar um sistema estudado de modo a possibilitar um equacionamento que fornecerá um resultado prévio das características dos fenômenos ocorrentes. Esse tipo de análise é fundamental principalmente nas etapas iniciais do estudo de um fenômeno físico específico, no entanto, devido as suas simplificações os resultados podem não ser satisfatórios. Pesquisas experimentais complementam as soluções analíticas, e tradicionalmente ambas as metodologias são utilizados no estudo de vários aspectos da dinâmica dos fluidos para dar suporte a engenheiros em pesquisas, projetos de equipamentos e desenvolvimento de processos industriais envolvendo transferência de calor e escoamento de fluidos (Tu, et al., 2013).

Com o advento e avanço tecnológico na área da computação, a metodologia da dinâmica dos fluidos computacional surgiu e tem se tornado cada vez mais comum na solução de problemas de engenharia envolvendo fluidos e transferência de calor (Tu, et al., 2013).

A metodologia CFD integra principalmente as áreas de conhecimento de mecânica dos fluidos, matemática e ciências da computação, pois, na análise de situações com fluidos em movimento e como o comportamento do seu escoamento influencia nos demais processos (mecânica dos fluidos), as características físicas do movimento do fluido é usualmente descrita através de equações matemáticas fundamentais, denominadas de equações governantes, as quais são geralmente representadas na forma de equações diferenciais parciais. No intuito de resolver as equações governantes são utilizadas linguagens de computação para converter tais equações em procedimentos numéricos a serem executados em computadores digitais de elevado desempenho para alcançar uma solução numérica (ciências da computação) (Tu, et al., 2013).

CFD pode ser empregado para melhor entender os eventos físicos que podem ocorrer no escoamento de fluidos em torno ou no interior de objetos projetados. Tais eventos geralmente estão intimamente relacionados à ação e interação de fenômenos associados a dissipação, difusão, convecção, camada limite, turbulência e etc (Tu, et al., 2013). A maioria dos mais importantes aspectos a serem analisados em um evento físico envolvendo fluidos em movimento não é linear e como consequência não possuem solução analítica, dando origem à necessidade de realizar simulações numéricas computacionais em paralelo com pesquisas experimentais para garantir confiabilidade aos resultados (Tu, et al., 2013).

A associação de simulação numérica computacional com estudos experimentais para a solução de problemas envolvendo dinâmica dos fluidos, também se faz necessária pois a propagação de erros na solução numérica pode apresentar resultados muito distintos dos reais, sendo necessário uma fonte de comparação e validação dos resultados (Balduzzi, et al., 2016).

Uma grande vantagem do emprego de CFD em projetos e pesquisas consiste na oportunidade de avaliar projetos alternativos para uma faixa de parâmetros dimensionais possíveis que influenciam no desempenho do projeto. Nos estágios iniciais de projeto esse tipo de abordagem é fundamental e pode ter como consequência a redução de custos no processo de otimização e concepção do projeto (Tu, et al., 2013).

Embora seja uma poderosa ferramenta de pesquisa e desenvolvimento, a dinâmica dos fluidos computacional não deve ser utilizada indiscriminadamente, pois ao configurar os dados de entrada exigidos para um determinado sistema a ser estudado, o software fornecerá resultados na forma de gráficos, animações, campo de vetores dentre outros de variáveis como exemplo pressão, velocidade e temperatura que podem ser muito distintos da realidade. O usuário por sua vez, deve

possuir a qualificação de entender como o software funciona para fornecer os resultados e o conhecimento e experiência para atestar se os resultados realmente representam o fenômeno estudado.

A dinâmica dos fluidos computacional (CFD) é fundamentada nas equações governantes do sistema observado que são as equações matemáticas das leis de conservação da física (Tu, et al., 2013), sendo elas:

- A massa do fluido é conservada (equação da continuidade);
- Segunda lei de Newton: a taxa de variação do movimento é igual à soma das forças que atuam no fluido (equação da conservação da quantidade de movimento), utilizada na descrição do comportamento do fluido.
- Primeira lei da termodinâmica: a taxa de variação de energia é igual à soma da taxa de adição de calor ao fluido e à taxa de trabalho realizado por ele (equação da energia).

São diversas as áreas de conhecimento que fazem uso do CFD para auxiliar a elaboração de projetos, como exemplo as áreas da engenharia aeroespacial, automotiva, biomecânica, química, de minas, civil, ambiental, nuclear, dentre outras. A área de conhecimento de geração de energia também tem apresentado diversos trabalhos envolvendo a aplicação da dinâmica dos fluidos computacional, tornando-se cada vez mais comum a existência de relatórios técnicos e científicos comparando resultados numéricos e experimentais.

Gorle (2016) comparou os resultados experimentais e numéricos do funcionamento de um rotor hidrocínético de eixo vertical e pás retas, com 0,4 m de altura, perfil NACA 0015, diâmetro 0,6 m e corda do perfil de 8 cm. O ensaio experimental utilizou um equipamento de velocimetria por imagem de partículas (PIV - Particle Image Velocimetry) de alta resolução para quantificar as características do escoamento em torno do modelo, sincronizado com o sistema de aquisição de torque e da posição angular da turbina.

O fator adimensional para quantificar o desempenho da turbina, denominado coeficiente de potência (C_p) foi usado no comparativo das duas análises. No trabalho desenvolvido por Gorle (2016), os resultados da curva do coeficiente de potência em função da razão de velocidades (λ) foram muito similares até o valor de λ igual a 2, apresentando bastante divergência a partir desse ponto para os resultados. A FIG. 3.19 representa o comparativo dos gradientes de velocidade.

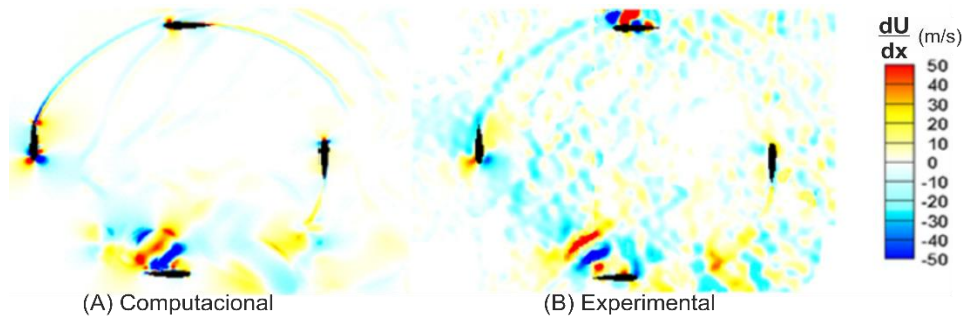


FIGURA 3.18 – Resultados computacional (A) e experimental (B) dos gradientes de velocidade na direção do escoamento (esquerda para direita).
 FONTE – Adaptado de (Gorle, et al., 2016).

De maneira similar, Mohamed (2015) elaborou um estudo aplicando a dinâmica dos fluidos computacional, tendo como dados de entrada um trabalho experimental e numérico desenvolvido por (Castelli, et al., 2011). O objetivo foi comparar a influência das metodologias de simulação, como o refinamento da malha e modelo de turbulência nos resultados. A FIG. 3.20 demonstra que embora os resultados simulados (vermelho) não foram tão próximos dos experimentais (verde), já possibilita a realização de uma análise qualitativa e notou-se uma grande melhoria dos resultados simulados apenas com a modificação da metodologia de simulação empregada.

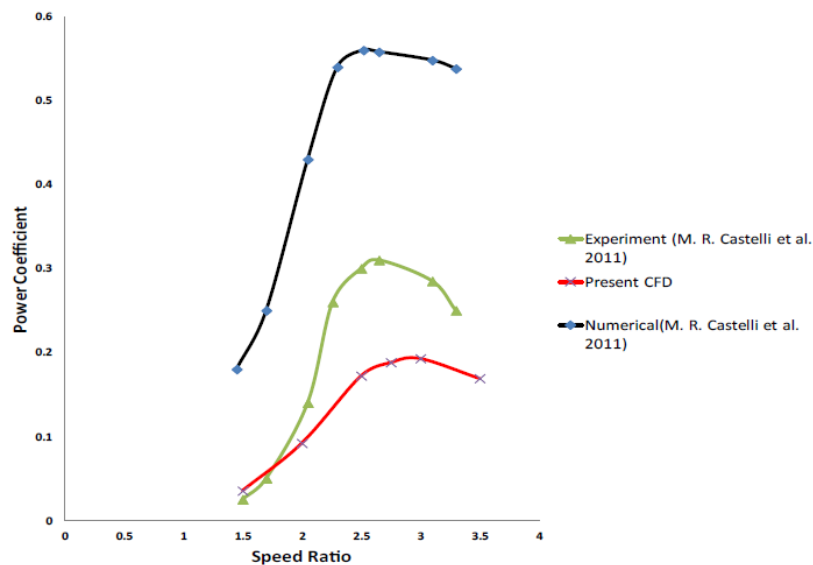


FIGURA 3.19 - Validação da simulação computacional.
 FONTE - (Mohamed, et al., 2015)

Os resultados obtidos por Mohamed (2015) reforçam a complexidade dos pacotes da dinâmica dos fluidos computacional e a necessidade de usuários qualificados para manuseá-los a fim de evitar erros e análises representativos em projetos e simulações.

Os conhecimentos abordados nesse capítulo serão utilizados no desenvolvimento deste trabalho que tem como foco desenvolver uma nova geometria de pás de turbina hidrocínética de eixo vertical e analisar o seu desempenho via CFD, a qual pode ser aplicada tanto em canais abertos quanto em condutos forçados de grande porte. A simulação numérica computacional será utilizada como ferramenta de otimização permitindo assim a redução de custos em etapas futuras.

4 METODOLOGIA

Os itens subsequentes neste capítulo destinam-se a esclarecer os procedimentos metodológicos adotados no desenvolvimento do trabalho, que consistem em definir os parâmetros geométricos do rotor, selecionar o perfil aerodinâmico, equacionar o desenvolvimento do rotor e realização a análise da dinâmica dos fluidos computacional.

4.1 Parâmetros geométricos e condições de operação

As condições de operação de uma turbina hidrocínética, como vazão e área de seção transversal do canal ou tubulação e os parâmetros geométricos do rotor como diâmetro, perfil aerodinâmico, quantidade de pás, corda dentre outros, influenciam amplamente na capacidade de geração da turbina.

Para definir alguns desses parâmetros como etapa inicial, optou-se pela seleção de configurações que facilitassem a validação da simulação numérica nas etapas posteriores. A revisão bibliográfica foi de grande importância, portanto, para o levantamento de estudos experimentais de turbinas hidrocínéticas que apresentassem semelhanças geométricas com o esboço do rotor.

A FIG. 4.1 demonstra o croqui do rotor analisado, o qual consiste em um rotor com pás que se desenvolvem em torno de uma linha central que surge da projeção de uma helicóide sobre a superfície de uma esfera. A geometria com dupla curvatura das pás foi proposta pois eleva a somatória dos momentos atuantes em relação ao eixo de rotação, apresentando como vantagem em consequência a possibilidade de auto partida do conjunto.

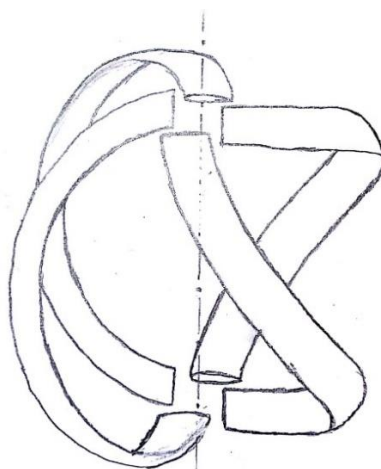


FIGURA 4.1 - Croqui do rotor esférico-helicoidal a ser analisado.
FONTE – PRÓPRIO AUTOR.

Um dos rotores já existentes com maior semelhança com o esboçado é o LucidPipe Power System (LPS) desenvolvido pela LucidEnergy (2018). A diferença marcante entre o rotor LPS e o analisado neste trabalho é a geometria das pás, enquanto as pás do rotor LucidPipe desenvolvem-se em torno de uma linha que surge no corte transversal de uma esfera, as pás do rotor esférico-helicoidal desenvolvem-se em torno de uma linha que surge da projeção de uma helicóide na superfície de uma esfera. Por se tratar de uma tecnologia recente na tentativa de se estabelecer como um modelo comercial, poucas informações acerca do desempenho são disponibilizadas pela empresa.

Por se tratar de um trabalho de simulação computacional, houve a necessidade de validação dos resultados. Para isso utilizou-se um estudo experimental realizado por (Bachant, et al., 2014), o qual analisou duas turbinas hidrocínéticas, uma helicoidal do tipo Gorlov e uma LPS, conforme exibido na FIG 4.2, em um canal com 36 metros de comprimento, 3,66 m de largura e 2,44 m de altura de lâmina de água. A instrumentação do sistema foi feita com um freio a disco hidráulico acoplado um transdutor de torque rotativo (para avaliação do torque no eixo) e um “*encoder*” por revolução instalado no mancal superior para aquisição da velocidade angular.

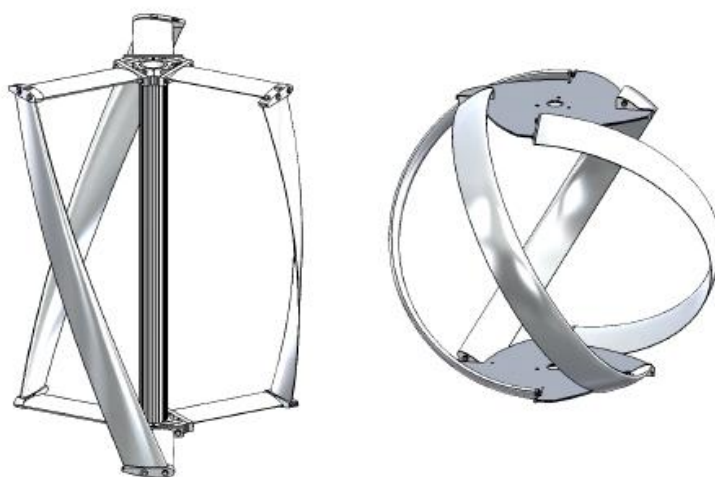


FIGURA 4.2 - Modelos geométricos dos rotores Gorlov e LPS.
FONTE - (Bachant, et al., 2014).

Para garantir a confiabilidade dos resultados, o torque resultante do atrito dos mancais abaixo do transdutor, foi medido e quantificado com uma regressão linear para ser adicionado no pós processamento do torque hidrodinâmico.

O rotor LPS ensaiado por Bachant (2014) possui seção transversal circular, podendo ser instalado em canal aberto ou condutos forçados, com 4 pás, corda equivalente a 140 mm, perfil aerodinâmico NACA 0020, diâmetro de 1,14 m, razão de solidez (σ) correspondente a 0.22, ângulo de ‘*pitch*’ nulo e sobreposição das pás (S_p) igual a 2.

A sobreposição das pás consiste na defasagem angular entre as fixações superior e inferior de cada pá ($\Delta\theta$), multiplicado pela quantidade total de pás (N_p) e dividido por 360° , conforme demonstrado pela EQ. 4.1. Valores de sobreposição maior que 1 e inferior ou igual a 2, indicam que o corte transversal vertical de um hemisfério do rotor cruzará duas de suas pás.

$$S_p = \frac{\Delta\theta N_p}{360^\circ} \quad (4.1)$$

O rotor LPS analisado por Bachant (2014) foi submetido a três vazões distintas que forneceram velocidades aproximadas do escoamento correspondente a 0,6 m/s, 0,9 m/s e 1,4 m/s. Para cada vazão, o freio foi ajustado em configurações diversas que possibilitaram a análise da potência da turbina em uma faixa de razão de velocidades de 2 a 3,6.

Os resultados encontrados no trabalho de Bachant (2014) foram parâmetros de validação e comparação da metodologia computacional utilizada, por esse motivo os requisitos da geometria foram similares ao do rotor LPS ensaiado.

Sendo assim, a geometria do rotor criada e condições de operação para análise, respeitaram os seguintes requisitos: diâmetro de 1,14 m, ângulo de *'pitch'* nulo, 4 pás, corda do perfil de 140 mm e sobreposição das pás igual a 2, e submetido a uma condição de operação com escoamento de velocidade correspondente a 1,4 m/s. Os equacionamentos e metodologias para o desenvolvimento do rotor esférico-helicoidal foram arquivados no intuito de possibilitar projetos e modificações futuros.

4.2 Seleção do perfil aerodinâmico

A turbina hidrocínética com rotor esférico-helicoidal analisada neste trabalho tem como princípio de funcionamento as forças de sustentação, desse modo a seleção do perfil aerodinâmico que constitui a geometria das pás do rotor influenciam significativamente no seu desempenho, exigindo assim uma análise prévia das condições de operação predominantes no local de instalação da turbina e das propriedades aerodinâmicas dos perfis listados para a seleção adequada.

Em consequência da reduzida quantidade de referencial bibliográfico relacionado a turbinas hidrocínéticas de fluxo cruzado e pás curvadas em formato esférico, a teoria aplicada a turbinas eólicas Darrieus foi utilizada como base na seleção do perfil aerodinâmico, dado à similaridade da ação hidrodinâmica do fluido sobre as pás para ambos os casos, além das geometrias semelhantes.

Os aerofólios comerciais implementados em turbinas eólicas de eixo vertical do tipo Darrieus são geralmente os mesmos utilizados na indústria da aviação, sendo os mais comuns os perfis simétricos NACA com espessura em função da corda variando de 12% a 21%, NACA-0012 a NACA-0021 respectivamente (Tjiu, et al., 2015). Em virtude da quantidade de trabalhos disponíveis como base de comparação de dados os perfis simétricos NACA 0015, 0018 e 0020 foram estudados de acordo com as condições de operação propostas para a seleção de um.

O primeiro dígito do perfil NACA representa em porcentagem da corda o abaulamento do perfil, ou seja, quanto maior esse parâmetro, mais elevada será a sua assimetria. O segundo dígito representa em termo de décimo de corda, a posição que se encontrará a máxima espessura do perfil. Enquanto os últimos dígitos representam em porcentagem a espessura do perfil em relação à sua corda (Marzocca, 2009). A curva que caracteriza um perfil NACA com quatro dígitos pode ser desenvolvida conforme a EQ. 4.2.

$$y_t = 5tc \left(0,2969 \sqrt{\frac{x}{c}} - 0,1260 \left(\frac{x}{c}\right) - 0,3516 \left(\frac{x}{c}\right)^2 - 0,2843 \left(\frac{x}{c}\right)^3 - 0,1015 \left(\frac{x}{c}\right)^4 \right) \quad (4.2)$$

Onde:

- x – posição ao longo da corda do perfil variando de 0 a ‘c’;
- y_t – valor da altura média do perfil NACA em função de x ;
- t – espessura máxima do perfil em função da fração de corda;
- c – corda do perfil aerodinâmico.

O diagrama de velocidades e forças atuantes no perfil aerodinâmico (FIG 3.17), demonstra que o torque surge em função da força tangencial (F_T), a qual por sua vez é função das forças de sustentação (F_L) e arrasto (F_D) que dependem das propriedades aerodinâmicas do perfil, ângulo de ataque e velocidade relativa de incidência do fluido.

Desse modo foi realizada uma avaliação do ângulo de ataque e intensidade da velocidade relativa em função da posição azimutal da turbina em uma rotação variando de 0° a 180°, intervalo demarcado pelo ângulo de ataque positivo. Conforme definido nos requisitos da geometria e das condições de operação, o ângulo de ‘pitch’ será nulo, possibilitando o cálculo do ângulo de ataque (α) e da velocidade relativa (u_{REL}) mediante as EQ. 4.3 e 4.4 respectivamente.

$$\alpha = tg^{-1} \left(\frac{u_0 \text{sen}\theta}{u_0 \text{cos}\theta + \omega r} \right) \quad (4.3)$$

$$u_{REL} = \sqrt{(u_0 \cos\theta + \omega r)^2 + (u_0 \sin\theta)^2} \quad (4.4)$$

Onde:

u_0 – velocidade do escoamento antes do rotor (m/s);

θ – ângulo da posição azimutal (rad);

ω – velocidade angular (rad/s);

r – raio relativo do rotor (m).

Conforme os requisitos definidos previamente, a velocidade de escoamento livre (u_0) adotada a efeito de cálculo foi de 1,4 m/s e a velocidade angular será correspondente à 5,9 rad/s por ser essa a rotação que forneceu maior coeficiente de potência para o caso experimental desenvolvido por Bachant (2014), para um escoamento com velocidade de 1,4 m/s.

Essa análise prévia das condições operacionais é de grande importância, pois, forneceu pela observação dos resultados a faixa de variação do ângulo de ataque do perfil correlacionado com a velocidade relativa atuante em cada ângulo. Na posse desses resultados e pela observação dos gráficos que caracterizam o desempenho do perfil aerodinâmico selecionados, denominados polares, foi possível optar com uma justificativa plausível para a seleção do mais adequado.

As curvas características de um perfil aerodinâmico são representadas com fatores adimensionais, e conseqüentemente, são desenvolvidas em função do número de Reynolds (Re), que pode ser calculado conforme a Eq. 4.5. Para a análise da interação do fluido com o rotor e posterior seleção de um perfil, uma condição de operação específica foi adotada, correspondendo a velocidade angular de 5,9 rad/s, para estimar a faixa de variação do número de Reynolds no perfil durante a rotação da turbina. A faixa de variação determinada foi de $Re \approx 1,7 - 5,3 \times 10^5$.

$$Re = \frac{c u_{REL}}{\nu} \quad (4.5)$$

Onde:

c – corda do perfil aerodinâmico (m)

u_{REL} – velocidade relativa do fluido (m/s)

ν – viscosidade cinemática do fluido (m²/s)

Um valor intermediário do número de Reynolds equivalente a 350.000 foi adotado para o levantamento das curvas de desempenho dos perfis aerodinâmicos NACA 0015, 0018 e 0020. Para a comparação dos três aerofólios foi utilizado um software livre destinado a análise de perfis aerodinâmicos, asas e aviões operando em baixos número de Reynolds, denominado XFLR5 (2018). Embora não seja um produto comercial, é amplamente difundido no setor da aviação para análises preliminares, devido ao rápido processamento e resultados coerentes em relação aos bancos de dados experimentais existentes.

As curvas de coeficiente de sustentação em função do ângulo de ataque (polar de sustentação) e da razão do coeficiente de sustentação pelo de arrasto em função do ângulo de ataque foram plotadas e observadas e comparadas com os gráficos traçados em função das condições de operação para a seleção do perfil mais adequado.

4.3 Equacionamento do rotor e modelo geométrico

Em virtude da semelhança geométrica do rotor eólico Darrieus com o hidrocínético analisado neste trabalho, o equacionamento da curva central em torno da qual se desenvolverá a pá do rotor foi fundamentado na teoria da turbina eólica. Uma das desvantagens do rotor Darrieus é a incapacidade de auto partida apenas com a passagem do vento por ela, necessitando de um impulso primário para o seu funcionamento (Bogateanu, et al., 2010). Isso ocorre, pois, as pás do rotor, apesar de serem curvadas em formato de catenária, se localizam sobre um mesmo plano e a somatória dos momentos gerados quando em repouso se aproxima de zero, dificultando o seu auto acionamento. A proposta para análise primária, de implementar uma curvatura helicoidal nas pás com formato esférico, visou justamente diferenciar e incrementar o momento inicial resultante, de modo que ele não seja nulo. Esse formato dá a possibilidade da aplicação em canais abertos, como o caso de análise desta pesquisa, quanto a aplicação em condutos forçados que será objeto de estudo em trabalhos futuros.

Dado à complexidade geométrica do rotor, foi utilizado um software de modelagem geométrica como ferramenta de suporte para desenvolvimento do desenho 3D do rotor, o qual é fundamentado em coordenadas retangulares. Sendo assim, para o desenvolvimento do rotor, foi feita a conversão de coordenadas esféricas para retangulares com parâmetros r , θ_r e ϕ com o intuito de conhecer os pontos no espaço (x,y,z) pelas quais o centro aerodinâmico do perfil, aproximadamente 25% da corda a partir do bordo de ataque, percorreu para a formação da pá do rotor.

A FIG. 4.3 mostra as coordenadas esféricas de um ponto ‘P’, onde θ_r é o ângulo entre o eixo positivo x e a projeção do segmento de reta OP no plano ‘xy’ e ϕ é o ângulo entre o eixo positivo z e o segmento de reta OP (Stewart, 2007).

As EQ. 4.6 a 4.8 representam a conversão das coordenadas esféricas para retangulares utilizadas para desenvolver a linha central pela qual o perfil aerodinâmico selecionado percorreu para a concepção da pá do rotor, de maneira que o ponto aerodinâmico do perfil, fosse sempre tangente à uma esfera de diâmetro correspondente a 1,14 m, conforme definido nos requisitos geométricos.

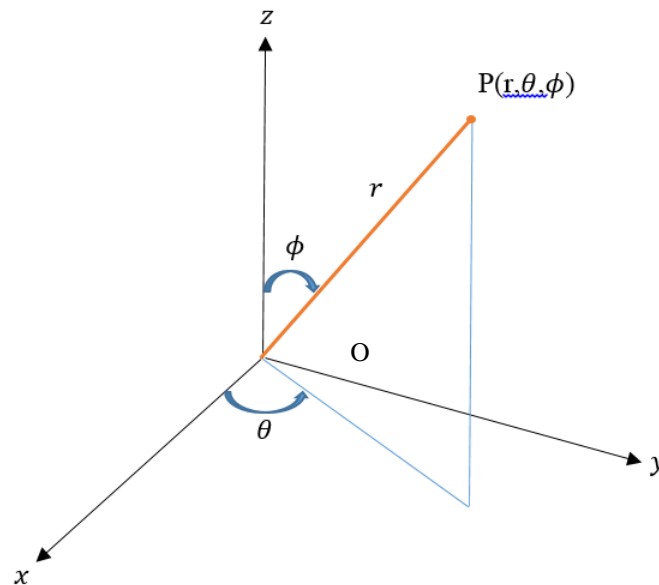


FIGURA 4.3 – Esquema de coordenadas esféricas de um ponto no espaço.
FONTE – PRÓPRIO AUTOR.

$$x = r \cdot \text{sen}\phi \cdot \text{cos}\theta_r \quad (4.6)$$

$$y = r \cdot \text{sen}\phi \cdot \text{sen}\theta_r \quad (4.7)$$

$$z = r \cdot \text{cos}\phi \quad (4.8)$$

O incremento proporcional dos ângulos ‘ ϕ ’ e ‘ θ_r ’ deu origem à curva central da pá tanto do rotor LPS quanto o esférico-helicoidal analisado neste trabalho.

Diante da necessidade de realizar o desenho 3D do rotor LucidPipe para validar a metodologia computacional pela comparação com os resultados experimentais de Bachant (2014), as Eqs. 4.6 a 4.8 foram empregadas como tentativa de elaborar um desenho do rotor semelhante ao existente, visto que os detalhes desse rotor não foram detalhados por se configurar como segredo industrial.

As pás do rotor LucidPipe desenvolvem-se em torno de uma linha que surge na superfície de uma esfera com o seu corte transversal e com uma inclinação de 30° de acordo com a sua patente (Schlabach, et al., 2011). Sendo assim o ângulo ' θ_r ' foi considerado sempre igual a ' 0 ', enquanto o ' ϕ ' sofreu incrementos de 0 a 180° e foi submetido posteriormente à uma matriz de rotação em torno do eixo ' x ' (Stewart, 2007), denominada por R_x , conforme explícito na Eq. 4.9 para implementar a angulação de 30° . Os pontos coordenados da curva principal da pá do rotor LucidPipe foram tabelados, conforme disponível no ANEXO A, e utilizados no software de modelagem geométrica para o seu desenho.

$$R_x = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & \cos 30^\circ & -\text{sen } 30^\circ \\ 0 & \text{sen } 30^\circ & \cos 30^\circ \end{bmatrix} \quad (4.9)$$

Para a geometria do rotor esférico-helicoidal, o incremento proporcional nos ângulos ' ϕ ' e ' θ_r ', definiu a inclinação inicial da projeção helicoidal sob a superfície da esfera, sendo esse um parâmetro que pode influenciar no desempenho da turbina. Sabe-se de acordo com a teoria existente para o rotor hidrocínético Gorlov, que quanto maior a angulação melhor o seu desempenho, no entanto há um comprometimento da resistência mecânica (Niblick, 2012). Portanto foram analisadas três angulações para a linha central do perfil de 45° , 90° e 135° demonstradas conforme a FIG. 4.4. Tendo em vista a relação de custo-benefício entre desempenho e resistência mecânica, dentre as situações observadas optou-se por utilizar a condição intermediária, correspondendo à angulação de 90° .

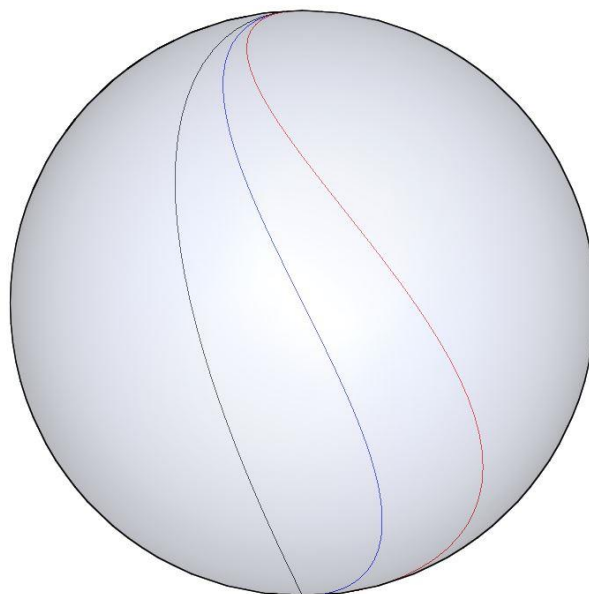


FIGURA 4.4 – Linhas centrais com respectivas inclinações iniciais de 45° , 90° e 135° .
FONTE – PRÓPRIO AUTOR.

Definida a inclinação inicial da linha central da pá, diversos pontos ordenados (x,y,z) foram registrados mediante incrementos proporcionais dos ângulos que caracterizam as coordenadas esféricas, sendo disponibilizados no ANEXO B, e utilizados no desenho do rotor no software de desenho, SolidWorks® (2018).

A criação da pá dos rotores em software de desenho é feita anexando a curva do perfil aerodinâmico em coordenadas ordenadas (x,y,z) e forçando a sua varredura sobre a linha central equacionada nessa seção. Para garantir a angulação adequada da pá no processo de varredura, foi necessário criar uma curva auxiliar coincidente com o bordo de ataque, utilizando o mesmo equacionamento.

A equação que descreve a razão de solidez (σ) é específica para cada tipo de turbina, no entanto, em virtude da complexidade geométrica do rotor esférico-helicoidal, a sua razão de solidez foi fundamentada na razão do volume ocupado pelas pás do rotor e pelo volume varrido, sendo calculado com o auxílio do software de desenho após a seleção do perfil e correspondeu a 0,23.

Os desenhos 3D do rotor LucidPipe e o rotor esférico-helicoidal foram utilizados como dados de entrada para o procedimento desenvolvido em dinâmica dos fluidos computacional.

4.4 Dinâmica dos Fluidos Computacional

Uma das maiores vantagens da aplicação da dinâmica dos fluidos computacional (CFD) no desenvolvimento de projetos de engenharia é a possibilidade de realizar otimização e prever o desempenho antes das etapas construtivas, viabilizando assim a redução de custos na implementação de um protótipo final. Esse trabalho, portanto, teve como um dos objetivos específicos configurar uma simulação do rotor LucidPipe, validar a metodologia utilizada por meio da comparação com os resultados experimentais, e implementar a mesma metodologia (validada) no procedimento de dinâmica dos fluidos computacional do rotor esférico-helicoidal analisado, na intenção de prever o seu desempenho.

Os pacotes comerciais de CFD possuem diversos procedimentos numéricos com a capacidade de solucionar problemas envolvendo escoamento de fluidos. Com a intenção de garantir fácil acesso a novos usuários e disseminar a utilização da dinâmica dos fluidos computacional, a interface gráfica e ambiente de trabalho da maioria dos pacotes comerciais é ‘amigável’, facilitando a configuração dos parâmetros de entrada e a análise dos resultados. Apesar dessa característica, é amplamente desejável que os conceitos físicos que regem o funcionamento do pacote sejam do conhecimento do usuário, assim como o fluxo de atividades que devem ser realizados no desenvolver de uma simulação.

As etapas fundamentais na análise discreta computacional via CFD são o pré-processamento, o processamento e o pós processamento, conforme demonstrado na FIG. 4.5. Os tópicos seguintes destinam-se a detalhar a metodologia de simulação CFD que foi desenvolvida no módulo Fluent do Ansys®, licenciado pelo Centro de Pesquisas Hidráulicas e Recursos Hídricos (CPH) da Universidade Federal de Minas Gerais (UFMG).

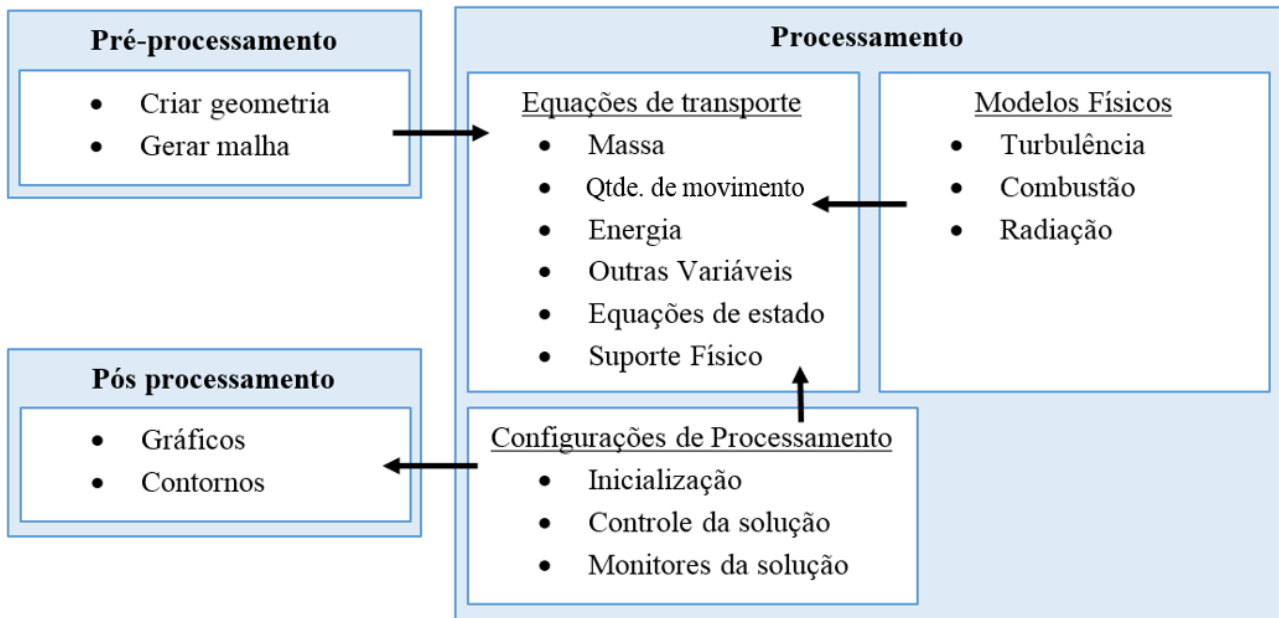


FIGURA 4.5 - Fluxo de processos em uma simulação CFD.
FONTE - Adaptado de (Tu, et al., 2013).

4.4.1 Geometria: domínio computacional

O primeiro passo em um procedimento via CFD é a construção do modelo geométrico, que é de grande importância pois nessa etapa é determinado o domínio computacional no qual todos os cálculos serão realizados. Sendo assim, o domínio computacional é caracterizado pelo volume a ser ocupado pelo fluido.

Após a geração do modelo geométrico computacional, o módulo ‘Geometry’ do Ansys® foi utilizado para a elaboração do domínio computacional. Uma tarefa necessária a ser executada nessa etapa, e que representa grande importância na configuração dos procedimentos subsequentes, é a centralização do centro geométrico do rotor com a origem do centro de referência do software.

No módulo ‘Geometry’, foram elaborados dois subdomínios distintos acoplados por uma camada de interface, e nomeados por ‘*farfield*’ e ‘*inner*’ de acordo com o apresentado na FIG. 4.6. O subdomínio externo (*farfield*) foi considerado estático enquanto o interno (*inner*), no qual está alocado o rotor, foi configurado posteriormente com as rotações a serem analisadas para a turbina, fazendo com que a malha a ser gerada movimente-se juntamente com o subdomínio. Essa etapa

ressalta a importância de o usuário entender os fenômenos físicos atuantes no volume de controle e o funcionamento do procedimento computacional, pois por se tratar da simulação de um regime não permanente, esse artifício deve ser utilizado para garantir resultados confiáveis.

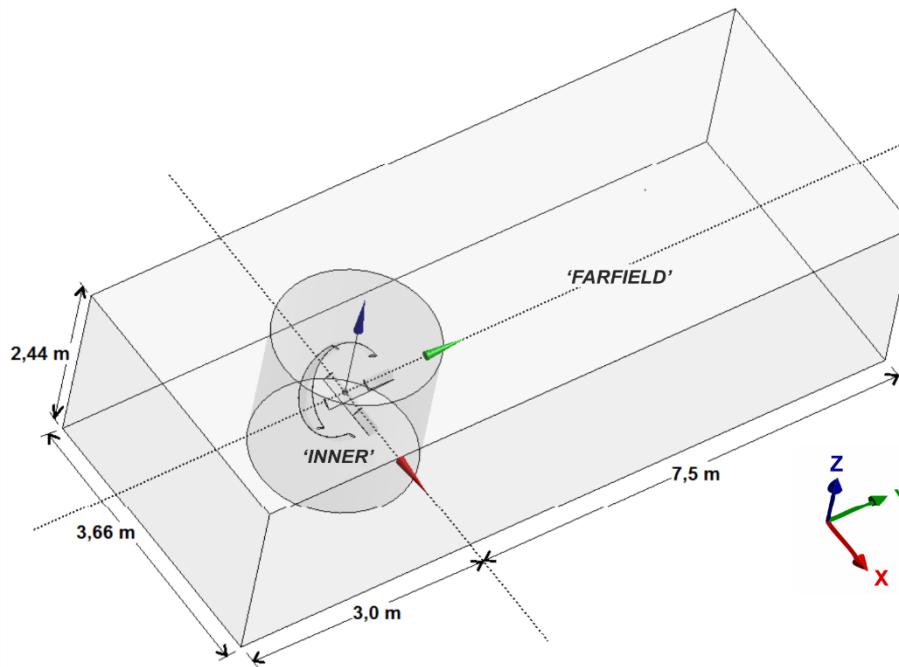


FIGURA 4.6 - Domínio computacional para simulação CFD.
FONTE – PRÓPRIO AUTOR.

As dimensões dos subdomínios criados também influenciam os resultados da análise, sendo assim, as dimensões do canal de ensaio utilizado por Bachant (2014), caracterizado por 36 metros de comprimento, 3,66 m de largura e 2,44 m de altura de lâmina de água, foram utilizados como referência para configuração da geometria do subdomínio '*farfield*'. No entanto, é possível observar pela FIG. 4.6 que o comprimento total foi negligenciado e configurado com 10,5 m. Essa medida foi adotada como forma de reduzir a quantidade de dados no processamento sendo a capacidade computacional um limitante para a quantidade de elementos gerados na malha na etapa subsequente.

A FIG. 4.7 é um esquema das propriedades geométricas de um domínio para a simulação de turbinas hidrocinéticas. De acordo com Balduzzi (2016), é desejável para simulação uma distância da entrada do fluido no domínio ao centro de rotação (*C1*) de aproximadamente 5 vezes o diâmetro, enquanto a distância do centro do rotor à saída do domínio (*C2*) deve ser equivalente a 10 vezes o diâmetro do rotor. No entanto, há diversos estudos listados por Balduzzi (2016) com dimensões inferiores devido à limitação da capacidade computacional e com resultados satisfatórios.

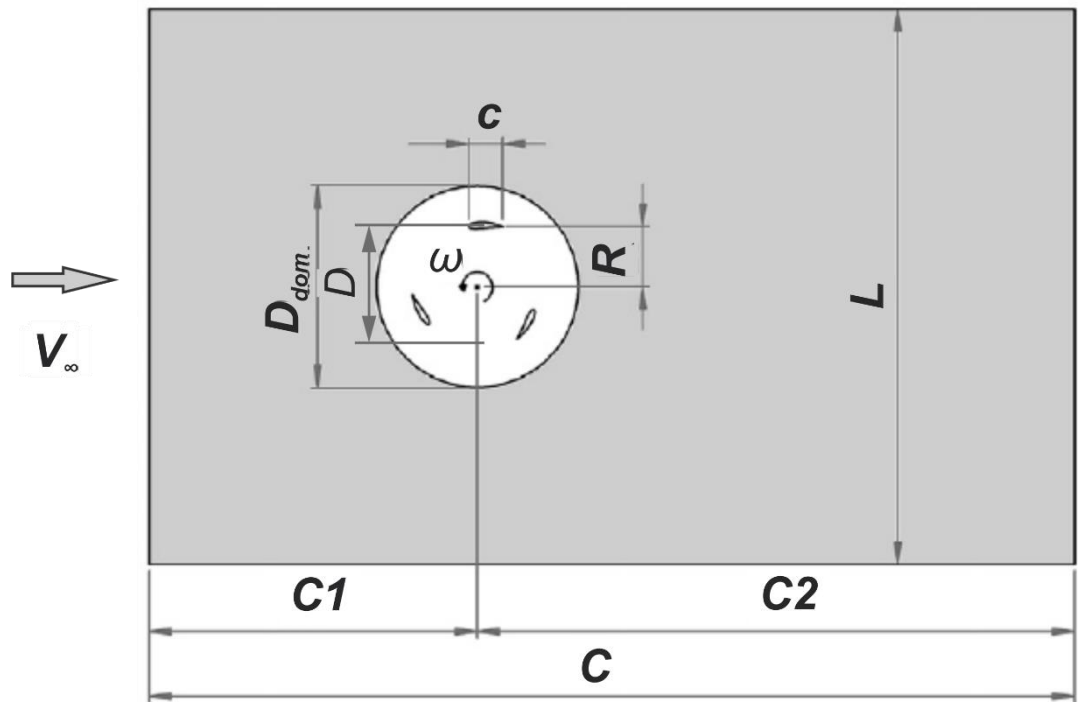


FIGURA 4.7 - Esquema das dimensões para simulação.
 FONTE - Adaptado de (Balduzzi, et al., 2016).

Ainda com base no levantamento do referencial bibliográfico realizado por Balduzzi (2016), o diâmetro do domínio interno (D_{dom}), geralmente adotado em metodologias de simulação, obedece a uma razão em relação ao diâmetro sempre inferior a 2. Diante desse levantamento teórico e com base no experimento desenvolvido por Bachant (2014), a TAB. 4.1 apresenta as propriedades geométricas do domínio a ser simulado neste trabalho.

TABELA 4.1 - Características geométricas do domínio de simulação.

FARFIELD		INNER	
Comprimento Total (C)	10,50 m	Diâmetro (D_{dom})	2,00 m
Comprimento a montante ($C1$)	3,00 m	Altura do domínio	2,00 m
Comprimento a jusante ($C2$)	7,50 m	corda do perfil (c)	0,14 m
Largura (L)	3,66 m	Raio do rotor (R)	0,57 m
Altura da lâmina d'água (h)	2,44 m	Diâmetro do rotor (D)	1,14 m

FONTE – PRÓPRIO AUTOR.

Definidas as dimensões geométricas do domínio para simulação, a etapa seguinte consiste na elaboração da malha.

4.4.2 Malha discreta de volumes finitos

A criação da malha é considerada a etapa mais importante no processo de simulação, pois com a finalidade de solucionar os problemas da dinâmica dos fluidos no volume de controle criado na etapa de geometria, o pacote CFD necessita dividir o domínio em uma grande quantidade de pequenos subdomínios que não se sobreponham e ocupem toda a geometria, denominados volumes finitos.

As leis físicas que regem o escoamento de fluidos são solucionadas numericamente no interior de cada volume finito para que propriedades tais como pressão, velocidade, temperatura, e outras de interesse sejam determinadas, sendo esse o princípio de funcionamento do pacote para produzir a solução da dinâmica dos fluidos do problema analisado.

A precisão da solução do sistema simulado é amplamente influenciada pela quantidade e qualidade de volumes finitos no domínio computacional. Embora geralmente com o aumento da quantidade de volumes finitos nota-se a melhoria dos resultados, a solução também é influenciada por diversos outros fatores, tais como tipo da malha, ordem de precisão dos métodos numéricos, e a adequação das técnicas escolhidas para o problema físico (Tu, et al., 2013).

Embora a precisão da solução esteja relacionada à quantidade de volumes finitos do domínio computacional, o incremento desses elementos é limitado pelos ‘custos’ computacionais de processamento e tempo de simulação, que podem tomar proporções intangíveis para o hardware utilizado no processo. Devido a esse fato, o maior tempo despendido na indústria que utiliza CFD para projetos geralmente é destinado à geração sucessiva de malhas para o domínio computacional, para ajustar a relação custo-benefício entre refinamento da malha e capacidade computacional de maneira adequada para atingir resultados plausíveis com o hardware empregado.

Simulações CFD envolvendo geometrias tridimensionais e com elementos rotativos são de alta complexidade para a solução numérica e exigem elevada quantidade de volumes finitos sendo, portanto, a capacidade computacional do hardware o maior limitante. Esta etapa de criação da malha foi considerada a mais crítica no desenvolvimento do trabalho, no sentido de alcançar uma relação de custo-benefício satisfatória entre o refinamento da malha e a quantidade de elementos suportados pelo hardware.

Inicialmente alguns requisitos para a malha foram estabelecidos, como exemplo foi definido que os volumes finitos seriam do tipo ‘não estruturados’. Malhas estruturadas são aquelas nas quais as conectividades dos pontos de cada elemento ou volume finito, respeitam um equacionamento lógico, enquanto as malhas não-estruturadas se constituem de forma aleatório para melhor se adaptar às superfícies irregulares da superfície. Para geometrias de alta complexidade, como o caso de rotores, o tipo de malha ‘não estruturada’ ou ‘híbrida’ é recomendada por se adequar

melhor aos formatos curvilíneos e garantir maior qualidade da malha e conseqüentemente dos resultados (Tu, et al., 2013).

A segunda consideração realizada previamente ao desenvolvimento da malha foi garantir um alto refinamento nas proximidades da superfície da pá. Essa ação foi necessária pois é onde ocorre os principais fenômenos físicos e a interação do fluido com a estrutura móvel é responsável pela resultante do torque no eixo de rotação.

O pacote computacional Ansys ® possui alguns módulos distintos para a criação de malhas, o módulo padrão foi utilizado primariamente para o cumprimento desta etapa, o qual se apresentou como uma excelente ferramenta para desenvolver malhas de geometrias bidimensionais. No entanto, para o caso de estudo em questão tridimensional, diversas dificuldades foram encontradas para a definição de uma malha adequada de acordo com os requisitos estabelecidos. A maior dificuldade consistiu em garantir um refinamento satisfatório nas superfícies das pás da turbina. A qualidade da malha desenvolvida foi insuficiente para realizar as etapas seguintes da simulação com o resultado obtido nesse módulo.

Diante dessa dificuldade, outro módulo foi utilizado na tentativa de adequar a capacidade do hardware com um refinamento plausível da malha. O módulo ICEM apesar da interface gráfica não intuitiva apresentou vantagens em relação ao padrão, uma vez que permite a criação dos volumes infinitesimais subordinados à malhas superficiais criadas previamente.

Essa ferramenta permitiu maior liberdade no sentido de desenvolver primariamente a malha apenas nas superfícies das pás e na interface entre os dois subdomínios (“*Inner*” e “*farfield*”), e realizar os ajustes necessários em cada região, para posteriormente ordenar a criação dos volumes finitos ‘não estruturados’, vinculados à malha superficial criada previamente. A qualidade da malha gerada nesse módulo foi viável para a execução das etapas subsequentes.

Para conhecer a sensibilidade do refinamento da malha nos resultados da simulação CFD, foram criadas três configurações distintas, aumentando-se o refinamento, principalmente nas proximidades das pás do rotor.

Sobre a superfície de cada pá, foram criadas camadas com elementos prismáticos e com a altura da primeira camada na direção normal à superfície definida nas configurações. Essa metodologia de refinamento é importante para captar os efeitos da camada limite na superfície da pá.

Em razão do elevado tempo computacional de processamento para cada malha, foi realizada apenas uma simulação para cada modelo de referência com as condições operacionais que forneceram os melhores resultados experimentais no trabalho de Bachant (2014), equivalentes à velocidade de escoamento de 1,4 m/s e velocidade angular de 5,9 rad/s, para atestar a sensibilidade dos resultados com o refinamento da malha.

Findada essa etapa de pré-processamento, as configurações de malha selecionada foram utilizadas na etapa posterior que consistiu na definição das condições de contorno e propriedades da simulação.

4.4.3 Definição das propriedades físicas

A etapa de processamento iniciou-se após a elaboração da malha e foi desenvolvida no módulo Fluent do Ansys, onde as equações físicas que regem o princípio do escoamento dos fluidos são solucionadas. Portanto, algumas informações adicionais foram fornecidas ao pacote computacional para a calibragem e resolução correta de tais equações.

O regime do escoamento foi definido como transiente, por ser tratar de uma turbina em rotação, na qual os vetores de velocidade do fluido variam constantemente durante o seu funcionamento. Em razão dessa definição se fez necessário a existência de dois subdomínios computacionais, um estático e outro móvel (*“farfield”* e *“inner”*), conforme definido na etapa de criação da geometria.

O fluido de trabalho foi configurado como água com as propriedades constantes na base de dados do pacote computacional, para condição de temperatura ambiente, com as seguintes propriedades: massa específica de $998,2 \text{ kg/m}^3$, viscosidade de $0,001003 \text{ kg/m.s}$, calor específico de 4182 J/kg.K e condutividade térmica de $0,6 \text{ W/kg.K}$.

Parâmetros fundamentais que devem ser ajustados previamente à execução da solução no módulo ‘Fluent’ são os modelos físicos presentes no volume de controle observado. Para o caso em estudo, a configuração adequada dos modelos de turbulência foi de imprescindível importância, por se tratar do fenômeno que se faz presente na interação do fluido com as pás do rotor.

Escoamentos turbulentos são caracterizados pela flutuação de campos de velocidade. Essas flutuações afetam as variáveis de transporte como a quantidade de movimento, energia e concentração, causando também a oscilação dessas variáveis. Desde que essas flutuações sejam de baixa intensidade e alta frequência, o custo computacional exigido para a simulação direta mediante cálculos de engenharia é muito elevado. Sendo assim, o valor instantâneo das equações governantes pode ser estimado pela média no tempo, pela média de um conjunto de informações, ou de outras formas manipuladas para remover a interferência da resolução de pequenas escalas, resultando assim em um conjunto de equações modificadas que possuem um custo computacional inferior na sua solução. No entanto, tais equações modificadas contêm variáveis desconhecidas adicionais e modelos de turbulência são necessários para determinar essas variáveis em termos de quantidades conhecidas (Ansys, 2009).

Os modelos de turbulência ‘RNG k- ϵ ’ e ‘SST k- ω ’, ambos de duas equações, foram implementados na simulação para averiguar a sua influência nos resultados, por se tratar com base na literatura de modelos amplamente difundidos nos estudos de sistemas envolvendo máquinas hidráulicas devido à característica de melhor ressaltar os efeitos de turbulência nesses sistemas. No entanto para as situações analisadas com razão de velocidades superior a 2,4, o modelo ‘RNG k- ϵ ’ não atendeu às condições de convergência, portanto foi descartado, sendo o modelo de transporte da tensão de cisalhamento k- ω (“*Shear-Stress Transport*”) selecionado como o modelo de turbulência para a simulação.

O fenômeno da turbulência tem o seu efeito intensificado nas proximidades das paredes das pás da turbina, e o modelo de turbulência SST k- ω surgiu como uma metodologia híbrida da combinação de dois modelos distintos na intenção de fornecer melhores resultados no cálculo dos efeitos do fluido nas proximidades das paredes. Esse modelo foi desenvolvido, justamente em consequência do desempenho insatisfatório da modelagem k- ϵ para regiões nas proximidades de paredes e com grandes gradientes de pressão. O modelo SST k- ω utiliza a metodologia da modelagem k- ϵ para obter as propriedades do escoamento na região de fluxo livre longe das paredes e aplica uma modificação desse modelo nas regiões próximas às paredes, empregando a frequência da turbulência (ω) como a segunda variável ao invés de utilizar o termo de dissipação de energia cinética turbulenta (ϵ), fornecendo maior precisão nos resultados para estudos nos quais os efeitos turbulentos nas proximidades das paredes têm alta intensidade (Mohamed, et al., 2015), como no presente trabalho. Essa propriedade torna justificável a seleção do modelo de turbulência SST k- ω como metodologia de simulação.

Definidas as propriedades físicas do sistema e do fluido, foi necessário configurar as condições de contorno do volume analisado para a interpretação do pacote computacional de como o fluido deve interagir com cada superfície criada na etapa de elaboração da geometria.

4.4.4 Condições de contorno

As condições de contorno representam as características da interação de cada superfície e subdomínio criado na etapa de geração da geometria com o fluido de trabalho, sendo a água no caso desse estudo. Superfícies de entrada e saída do fluido no volume de controle devem ser configuradas, assim como as superfícies que representaram obstáculos (paredes) ou não para a acomodação correta do fluido no volume de controle analisado.

Para viabilizar a construção gráfica da curva do coeficiente de potência em função da razão de velocidades, foi necessário realizar um mínimo de 4 simulações com incrementos na

velocidade angular no rotor. Visto que o pacote computacional capta o momento resultante no rotor em relação ao eixo de rotação através da integração da pressão atuante na superfície das pás, esses dados são facilmente convertidos em potência de eixo e correlacionados com a energia hidráulica que passa pela seção transversal da turbina, possibilitando a determinação do coeficiente de potência. Cada resultado final da simulação forneceu um coeficiente de potência médio para uma dada rotação, possibilitando assim na posse de 4 pontos distintos a constituição do gráfico característico do desempenho do rotor.

A imposição da velocidade angular do rotor é ajustada nos subdomínios criados. O subdomínio *'farfield'* foi considerado como um volume geométrico estático enquanto o *'inner'* como a região de rotação na qual está alocado o rotor, atribuindo então para esse subdomínio a velocidade angular desejada. A TAB. 4.2 representa as velocidades angulares simuladas para a constituição da curva do coeficiente de potência.

Tabela 4.2 – Relação de velocidades angulares simuladas.

$V_0 = 1,4 \text{ m/s}$		
λ	ω	RPM
2,0	4,91	46,91
2,4	5,89	56,29
2,8	6,88	65,67
3,2	7,86	75,05

FONTE – PRÓPRIO AUTOR.

O ato de configurar um subdomínio como uma região rotativa é denominado por *'mesh motion'* (movimento de malha), e faz com que toda a malha gerada no interior do *'inner'* rotacione conforme o decorrer da simulação, enquanto a malha constituinte do volume *'farfield'* permaneça estática.

Esse procedimento só é possível com a configuração de uma superfície de interface entre os dois subdomínios que tem a função de comunicar os resultados do subdomínio estático com o móvel e vice-versa.

Em simulações da dinâmica dos fluidos computacional de turbinas eólicas ou hidrocínéticas, na configuração das superfícies de entrada e saída do fluido, é comum a prática de ajustar a superfície de entrada com a velocidade do escoamento e a de saída com a pressão da vizinhança externa ao volume de controle (Balduzzi, et al., 2016).

A velocidade na superfície de entrada foi definida no pacote computacional equivalente a 1,4 m/s, enquanto a pressão na saída foi ajustada em função das condições normais de temperatura e pressão (CNTP), correspondente a 101,325kPa.

Por se tratar da simulação do rotor em um canal aberto, as paredes laterais e o fundo do volume de controle foram definidos como paredes estáticas sem condições de escorregamento. Essa configuração contempla os efeitos viscosos do fluido sobre a parede. A superfície superior foi definida como uma parede de cisalhamento nulo, justamente para aproximar à condição de canal aberto.

Por fim, as superfícies das pás foram definidas como paredes móveis com velocidade relativa ao subdomínio 'inner' nula, permitindo assim a característica de rotação. A FIG. 4.8 representa as configurações das condições de contorno adotadas para a simulação.

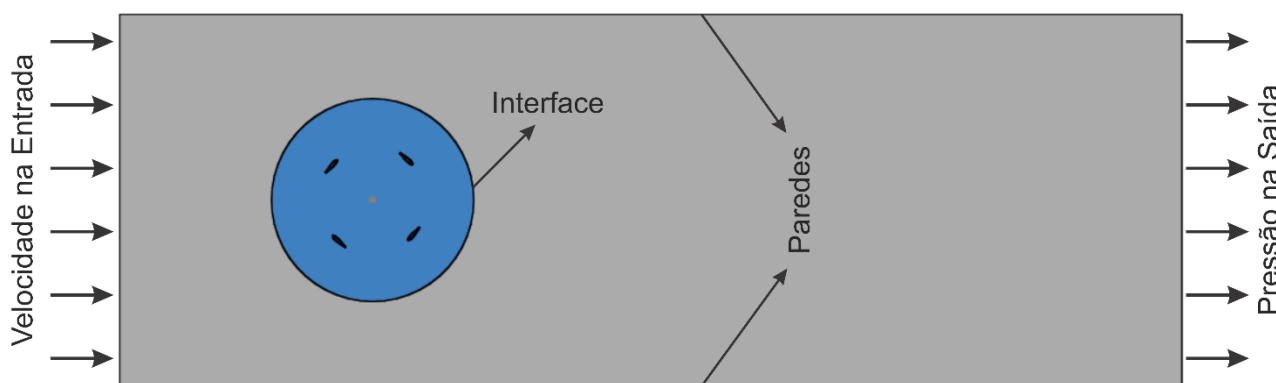


FIGURA 4.8 – Esquema da configuração das condições de contorno adotadas.

FONTE – PRÓPRIO AUTOR

Após a definição das condições de contorno do sistema estudado, devem-se realizar ajustes finais para iniciar a solução e posteriormente analisar os resultados.

4.4.5 Simulação e Validação dos Resultados

É exigido o cumprimento de algumas etapas no procedimento de solução da dinâmica dos fluidos computacional de um sistema analisado, sendo eles a inicialização, controle da solução, monitoramento, cálculos CFD e verificação da convergência, respeitando o fluxograma demonstrado pela FIG. 4.9

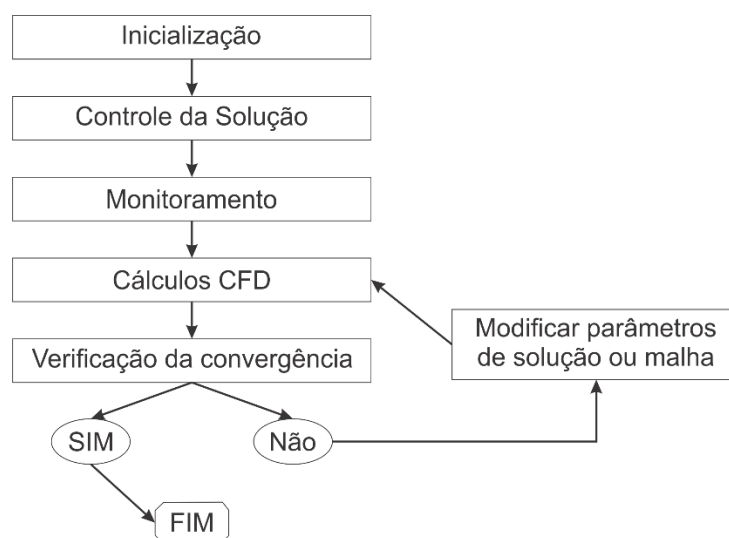


FIGURA 4.9 - Fluxograma do procedimento de solução.
 FONTE - Adaptado de (Tu, et al., 2013).

Básicos fenômenos físicos envolvendo escoamento de fluidos necessitam de equacionamentos complexos e não-lineares, sendo solucionados na maioria dos casos mediante uma aproximação iterativa da solução. Um procedimento iterativo geralmente exige que todos os valores discretos das propriedades do fluido no instante inicial, como exemplo velocidade, pressão, temperatura e outros parâmetros de transporte desejados (variáveis a ser determinadas na etapa de ‘cálculo CFD’), sejam definidos previamente, sendo esse procedimento chamado de inicialização. O ajuste desses parâmetros para o início dos cálculos impacta no tempo de simulação e na possibilidade ou não de convergência.

Para o estudo em questão foi adotado o método de ‘inicialização híbrida’ (*Hybrid Initialization*), que é uma ferramenta do módulo 'Fluent que utiliza métodos de interpolação nas condições de contorno, determinado os campos de velocidade e pressão mediante a resolução de equações de Laplace (Ansys, 2010). Esse método foi testado nas etapas de sensibilidade da malha, e apresentou melhores resultados de convergência e de tempo simulação em relação ao método padrão proposto pelo Fluent.

A etapa de controle da solução consiste em selecionar o esquema de interpolação e o algoritmo do procedimento de solução a ser utilizado na solução das equações que descrevem o sistema para a determinação das variáveis desejadas, como compôs de pressão e velocidade.

A maioria dos pacotes computacionais de CFD adotam como procedimento de discretização o método dos volumes finitos na representação do domínio. Nessa metodologia, os fluxos das variáveis de transporte na superfície de cada volume finito são determinados mediante esquemas de interpolação distintos, como exemplo *‘First-Order Upwind’*, *‘Second-Order Upwind’*, *‘Second-Order Central’* e *‘Quadratic Upstream Interpolation Convective Kinetics (QUICK)’*. A escolha do grau do esquema de interpolação influencia na precisão dos resultados obtidos na

superfície de cada volume de controle incrementando também o tempo de simulação. Para o estudo em questão prezou-se pela seleção de esquemas de interpolação de segunda ordem (*Second-Order Upwind*) para a solução das variáveis de transporte e do transiente hidráulico, por fornecer melhores resultados apesar do incremento no tempo de simulação.

Algoritmos de procedimento de solução são utilizados em CFD para garantir a correta relação entre pressão e velocidade, sendo esses dados predominantemente responsáveis pela conservação da massa no interior do domínio computacional, podendo impactar, portanto, na convergência ou não da simulação. O algoritmo utilizado foi o ‘SIMPLE’ por ser amplamente difundido em simulações relacionadas às turbinas eólicas e hidrocinéticas.

O ajuste dos elementos de monitoramento da solução é fundamental para o usuário ter ciência da tendência de convergência e dos resultados no decorrer da execução dos cálculos. É importante ressaltar que a resolução da dinâmica dos fluidos computacional para sistemas relativamente complexos pode dispendar vários dias de processamento, sendo fundamental que o usuário visualize a tendência dos resultados mediante os elementos de monitoramento, para fazer eventuais modificações nas configurações da simulação ou da malha gerada, quando os resultados prévios não se mostrarem satisfatórios.

As equações de conservação das propriedades dos fluidos são igualadas a zero, no entanto, o processo de simulação por ser iterativo, modifica tais equações igualando-as a residuais que quanto mais próximo do valor nulo maior a precisão da solução encontrada. Como elemento de monitoramento da convergência foram observados neste trabalho os residuais, os quais foram ajustados com valor de 1×10^{-5} para se encerrar cada iteração. Por se tratar de um regime transiente, a simulação foi configurada de modo que cada iteração executasse 30 interpolações e representasse um incremento na rotação da turbina correspondente a um ângulo de 5° , para a observação dos efeitos da interação do fluido com a estrutura em um total de 4 rotações completas.

Outro elemento de monitoramento no presente estudo e de importância fundamental na análise dos resultados foi o coeficiente de momento (C_m) em cada pá e no rotor em relação ao centro de rotação. Esse parâmetro pode ser convertido em coeficiente de potência (C_p), aplicando-se a EQ. 4.10, para a comparação com os resultados experimentais encontrados por Bachant (2014) e consequente validação dos resultados. O resultado do coeficiente para o rotor deve ser uma curva com comportamento aproximadamente senoidal, visto que o torque desse tipo de rotor oscila durante a sua rotação.

$$C_p = C_m \lambda \quad (4.10)$$

Onde:

λ – razão de velocidades.

Grande parte do tempo de desenvolvimento do trabalho de simulação foi alocado na reconfiguração da malha, após cada tentativa de simulação, até atingir um padrão de qualidade nos detalhes da malha, aceitável para proporcionar a convergência da simulação. Configurada adequadamente a metodologia de simulação, os resultados CFD do rotor LucidPipe foram confrontados com os experimentais desenvolvido por Bachant (2014) para a validação da metodologia.

Validada a metodologia de simulação, o rotor esférico-helicoidal foi simulado mediante o mesmo processo e os resultados de ambas as simulações foram confrontados para atestar o desempenho de cada uma, sendo essa uma análise inicial do desempenho do rotor analisado em canal aberto para uma possível aplicação posterior do protótipo em condutos forçados.

5 RESULTADOS E DISCUSSÃO

5.1 Seleção do perfil aerodinâmico

Os perfis aerodinâmicos simétricos NACA 0015, 0018 e 0020, foram selecionados como possíveis configurações a ser implementada no rotor esférico-helicoidal. Essas geometrias são encontradas em trabalhos relacionados a turbinas eólicas e hidrocinéticas. Outro aspecto positivo é a existência de banco de dados experimentais confiáveis acerca de suas propriedades aerodinâmicas. Os perfis selecionados estão mostrados na FIG 5.1.

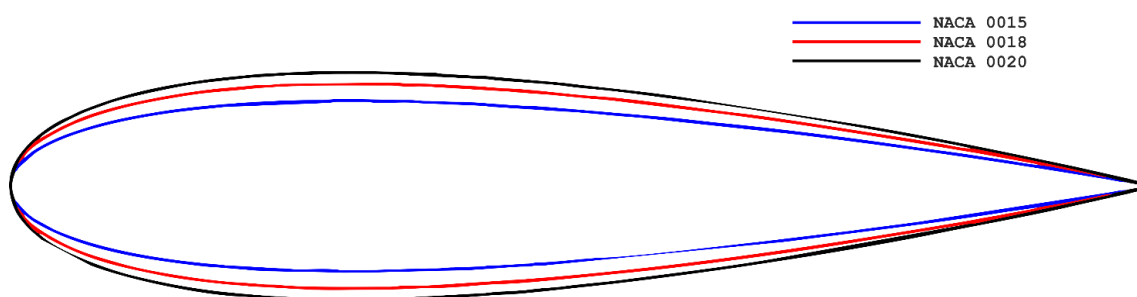


FIGURA 5.1 - Comparação da geometria dos perfis aerodinâmicos selecionados para análise.
FONTE – PRÓPRIO AUTOR.

Como os últimos dígitos dos perfis do tipo NACA predizem em porcentagem a sua espessura em relação à corda, é possível observar pela comparação geométrica dos perfis aerodinâmicos elencados (FIG 5.1), todos com a mesma corda, que o NACA 0020 representado pela linha de cor preta tem maior espessura, enquanto o NACA 0015 (azul) a menor espessura. As peculiaridades geométricas provocam as divergências nas propriedades aerodinâmicas de cada perfil, as quais devem ser adequadamente analisadas para a condição de operação na qual a turbina está inserida.

O movimento de rotação da turbina ocasiona na mudança constante dos parâmetros de interação do fluido com as pás do rotor, como exemplo a velocidade relativa incidente e o ângulo de ataque. Essas variáveis, correlacionadas conforme o demonstrado na FIG 5.2, fornecem resultados imprescindíveis para a análise do desempenho dos perfis NACA listados.

A FIG 5.2 demonstra a variação da velocidade relativa e o ângulo de ataque em uma única pá, em uma faixa de rotação correspondente a 180° , mostradas para as condições de operação de velocidade do escoamento de 1,4 m/s, rotação de 5,9 rad/s e ângulo de *'pitch'* da pá nulo. Durante o movimento de rotação, no sentido anti-horário e com início à direita do eixo horizontal, nota-se que o ângulo de ataque inicia-se nulo e tende a aumentar até um valor aproximado de 25° com a posição

azimutal correspondente a 115° , reduzindo posteriormente. A intensidade da velocidade relativa por sua vez possui o valor máximo no início do intervalo observado, caracterizado pela soma da velocidade do escoamento com a velocidade tangencial do rotor, reduzindo-se gradativamente conforme ocorre o movimento de rotação.

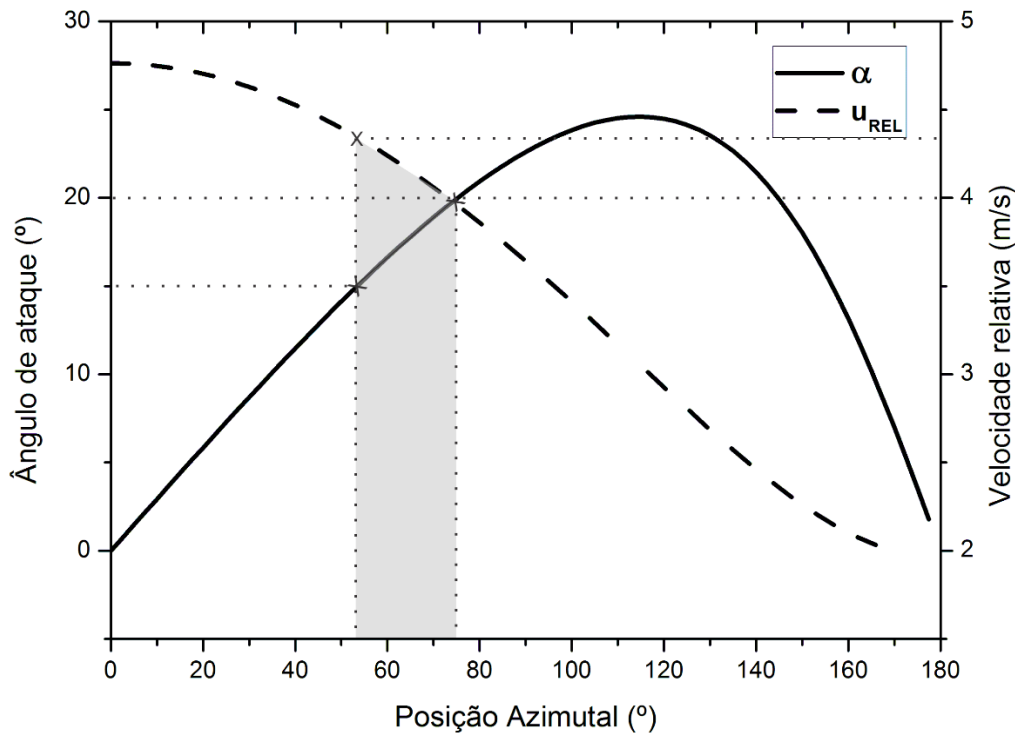


FIGURA 5.2 - Ângulo de ataque e velocidade relativa em função da posição azimutal.
 FONTE – PRÓPRIO AUTOR.

Pelo motivo de as forças aerodinâmicas variarem em função do ângulo de ataque do perfil e da intensidade da velocidade relativa incidente sobre ele, a observação dessas variáveis durante a rotação da turbina em paralelo com a avaliação das curvas de desempenho dos perfis aerodinâmicos estudados converge para a seleção do mais adequado. Embora as curvas de desempenho aerodinâmico sejam constituídas mediante uma análise bidimensional, logo não representam corretamente os efeitos reais da dinâmica dos fluidos no entorno de um aerofólio tridimensional, se constitui como uma ferramenta preliminar e imprescindível na seleção de perfis aerodinâmicos.

As curvas que caracterizam o desempenho dos perfis elencados para observação, exibidas na FIG 5.3 e elaboradas no software livre XFLR5 para um número de Reynolds equivalente a 350000, contribuíram na seleção de perfil aerodinâmico adequando dentre os estudados.

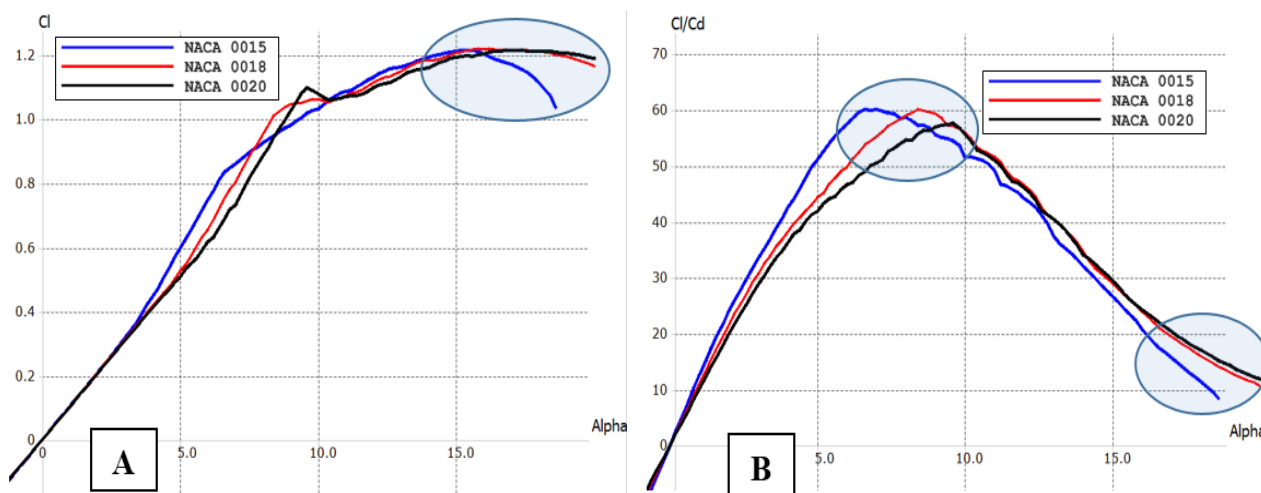


FIGURA 5.3 - A) Coeficiente de sustentação em função do ângulo de ataque. B) Razão dos coeficientes de sustentação e arrasto em função do ângulo de ataque.

FONTE – PRÓPRIO AUTOR.

A FIG 5.3.A mostra a relação do coeficiente de sustentação dos perfis com o ângulo de ataque, evidenciando na região em destaque que os perfis NACA 0018 e 0020 se sobressaem nesse critério em relação ao 0015 por manter um patamar do coeficiente de sustentação superior a 1,20 para o ângulo de ataque entre 15° e 20° aproximadamente.

Na FIG 5.3.B é representado a razão entre o coeficiente de sustentação e de arrasto em função do ângulo de ataque. É satisfatório que esse parâmetro para o perfil selecionado tenha intensidade superior aos demais para os ângulos de ataque mais frequentes durante uma rotação. A área superior em destaque da FIG 5.3.B indica que o perfil NACA 0015 tem o seu valor máximo para um ângulo de ataque aproximado de 7° , o NACA 0018 em 8° e o NACA 0020 corresponde a 9° . A outra observação destacada indica que para ângulos de ataque elevados, superior a 15° , o NACA0020 apresenta uma pequena superioridade em relação aos demais perfis.

Pela comparação de ambas figuras, das condições de operação (FIG 5.2) e do desempenho aerodinâmico dos perfis (FIG 5.3), atesta-se que o ângulo de ataque que fornece o máximo coeficiente de sustentação, encontra-se entre 15° e 20° . Durante o funcionamento do rotor, a ocorrência desses ângulos é na posição azimutal entre 45° e 80° aproximadamente e está vinculada a uma velocidade relativa superior a 4 m/s, conforme mostrado na FIG 5.2.

Na maior parte da rotação de 180° analisada, são predominantes ângulos de ataque superior a 15° , sendo o perfil aerodinâmico NACA0020 mais satisfatório em relação aos demais para essa condição. Como a equação que descreve o torque é composta em função da velocidade relativa e dos coeficientes de sustentação e arrasto, a razão entre tais coeficientes que fornece valores superiores para as condições de operação existentes fornecerá como consequência maior potência de eixo. Por essa razão, o perfil NACA 0020 foi o selecionado.

5.2 Desenho da geometria dos rotores

Ambas as turbinas analisadas nesse trabalho, rotor LucidPipe e rotor esférico-helicoidal, são dotados de pás com um perfil aerodinâmico NACA 0020 com corda equivalente a 140 mm. Para a elaboração do desenho 3D das pás em pacote de modelagem geométrica, os diversos pontos no espaço (x,y,z) , criados a partir da conversão de coordenadas esféricas em retangulares e com o ajuste adequado das variáveis $(\theta$ e ϕ) para atender a cada rotor estudado, deram origem a uma linha principal em torno da qual se desenvolveu o perfil aerodinâmico, com a corda sempre tangencial à uma esfera (imaginária) de raio equivalente a 0,57 m.

A alocação da linha principal de desenvolvimento da pá, feita de modo a coincidir com o centro aerodinâmico do perfil em 25% da corda a partir do bordo de ataque, pode ser observada na FIG 5.4, onde nota-se também a existência de uma linha secundária no bordo de ataque, criada para dar suporte e guiar o percurso do perfil pela linha no processo de criação 3D da pá.



FIGURA 5.4 - Linha principal para o desenvolvimento das pás dos rotores LucidPipe (A) e esférico-helicoidal (B).
FONTE – PRÓPRIO AUTOR.

Fica evidenciado na FIG 5.4 a diferença geométrica entre as pás do rotor comercial LucidPipe e o esférico-helicoidal selecionado, sendo a influência dessa variação no desempenho do rotor, o objeto de estudo das análises em CFD desenvolvidas.

As 4 pás que constituem o rotor foram concebidas em uma revolução de 360° e espaçadas igualmente, conforme a FIG 5.5.

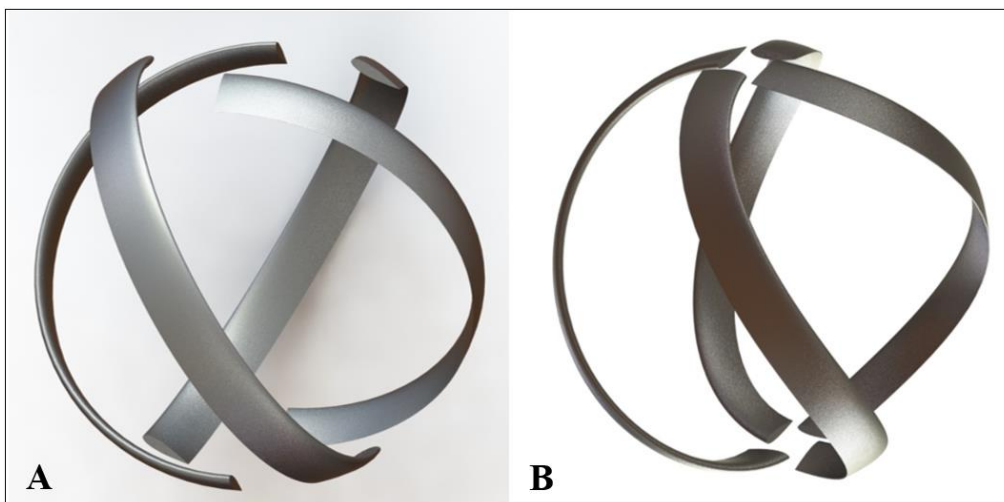


FIGURA 5.5 - Desenho 3D dos rotores LucidPipe (A) e esférico-helicoidal (B).
FONTE – PRÓPRIO AUTOR.

Os suportes, inferior e superior, de fixação das pás não foram elaborados nesse desenho, pois a efeito de simulação numérica computacional, a representação detalhada do rotor ocasiona incremento no custo computacional, além do fato de que esse componente não influencia significativamente no desempenho total do rotor desde que dimensionado prezando a suavização da geometria e conseqüentemente reduzindo a perda de carga nesse elemento. A geometria 3D das pás foi alocada adequadamente no volume de controle definido, com o centro do eixo de rotação coincidente com o ponto nulo das coordenadas de referência do software Fluent (Ansys®), para posterior geração da malha.

5.3 Análise de sensibilidade da malha

A criação da malha para o domínio computacional exigiu o maior tempo de dedicação dentre os outros processos devido à dificuldade de atingir, com o refinamento da malha em regiões críticas no entorno da superfície da pá, a qualidade mínima necessária para proporcionar a convergência da simulação. O módulo ICEM do Ansys®, destinado à elaboração de malhas, foi a ferramenta que possibilitou melhores resultados para a discretização do domínio computacional em volumes finitos.

É um procedimento padrão sempre gerar uma malha pouco refinada para atestar a qualidade mínima necessária que possibilite a convergência da simulação, e também uma forma inicial de observar os resultados preliminares. A malha referenciada como 'M1' foi gerada com essa finalidade após diversas tentativas malsucedidas, para o volume de controle computacional contendo o rotor LucidPipe para validação, fornecendo um coeficiente de potência equivalente à 0,161.

As forças que resultam o torque no eixo de rotação estão intrinsecamente relacionadas com os efeitos da interação do fluido com a superfície das pás, portanto, as malhas referenciadas como ‘M2’ e ‘M3’ foram geradas prezando-se pelo refinamento da malha nessa região, principalmente no interior do subdomínio móvel (inner) e na sua interface com o domínio estático. As especificações das malhas geradas são detalhadas conforme a TAB. 5.1.

TABELA 5.1 - Especificação das malhas para análise de sensibilidade.

Nome Referência	Número de elementos	Camadas Prismáticas	altura da 1ª camada
M1	3.272.756	6	0,5 mm
M2	4.521.690	10	0,2 mm
M3	5.062.571	16	0,1 mm

FONTE – PRÓPRIO AUTOR.

O maior refinamento da malha M3 em relação à M2 tem a intenção de verificar a sua influência nos resultados computacionais. Na FIG 5.6 é possível comparar as duas malhas de volumes finitos criadas, ficando evidente a maior densidade de elementos na malha M3, principalmente nas proximidades do rotor.

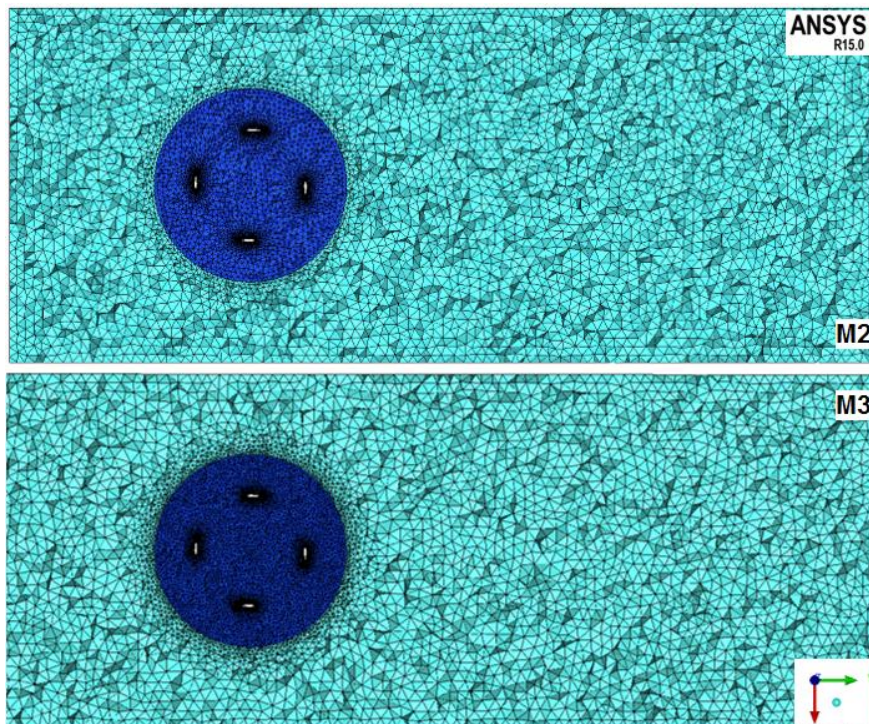


FIGURA 5.6 – Malhas ‘M2’ e ‘M3’ respectivamente.
 FONTE – PRÓPRIO AUTOR.

A análise detalhada do comportamento do fluido na camada limite que surge na superfície das pás é fundamental para aproximar os resultados dos valores encontrados no procedimento de CFD com os resultados experimentais. Sendo assim, a captação do efeito de camada limite mediante simulação pode ser aprimorado pela criação de camadas prismáticas sobre as superfícies das pás, com incrementos logarítmicos na espessura. A malha 2 (M2) foi gerada com 10 camadas prismáticas sendo a primeira de espessura 0,2 mm enquanto a M3 com 16 camadas com a espessura da primeira camada correspondente a 0,1 mm.

A FIG 5.7 apresenta os detalhes de cada malha desenvolvendo a partir do perfil das pás, sendo possível observar para o caso de refinamento superior (M3) a maior quantidade de elementos prismáticos e espessura total dessas camadas. Os efeitos da camada limite da interação do fluido com as paredes do canal não são de grande relevância para atestar a eficiência do rotor, portanto, observando a FIG 5.7, nota-se que nessa região a malha não foi configurada com elementos prismáticos, com o intuito de não elevar o custo computacional da simulação.

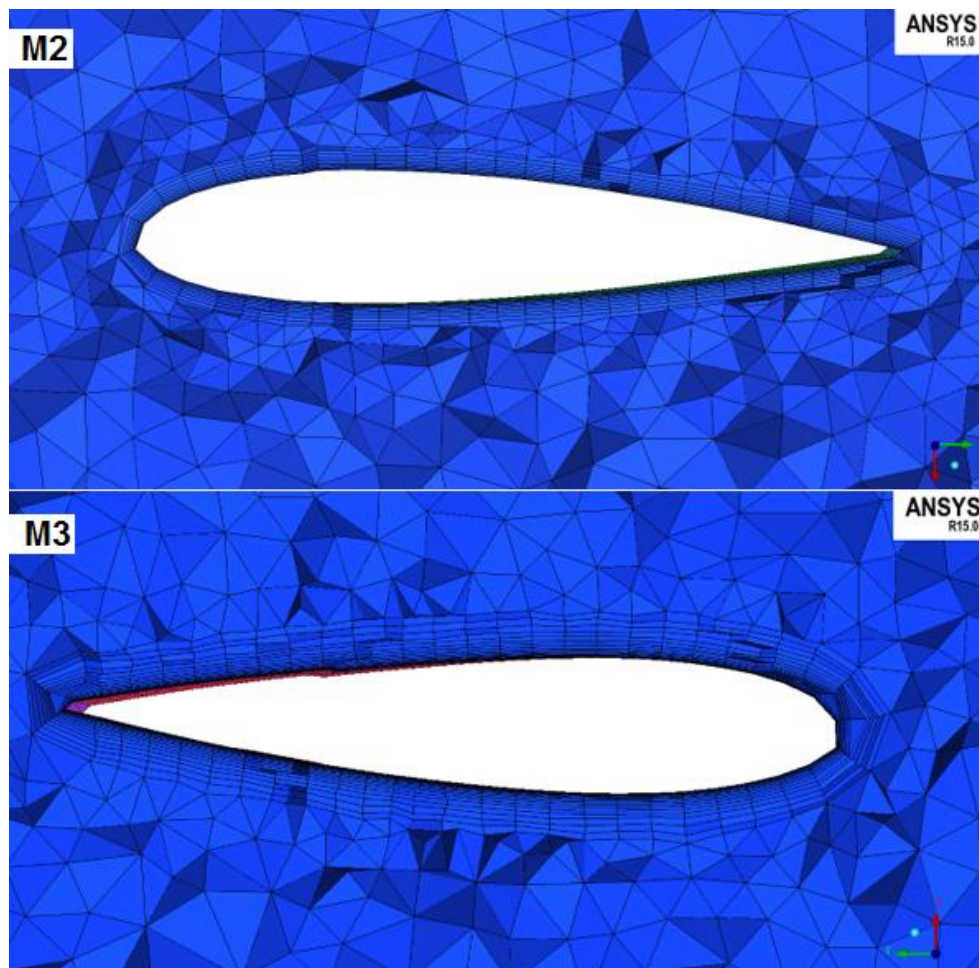


FIGURA 5.7 - Detalhes das malhas M2 e M3 nas proximidades das pás.
FONTE – PRÓPRIO AUTOR.

Refinamentos superiores ao M3 foram impossibilitados devido à capacidade computacional disponível, sendo diagnosticado pela ocorrência de erros ou pelo tempo de convergência da solução muito elevado. Essa etapa de geração da malha deixou claro a necessidade de equilíbrio entre o refinamento da malha (para obtenção de melhores resultados) e a capacidade computacional disponível.

O módulo ICEM do Ansys® se provou mais eficiente na geração de malha em relação ao módulo padrão, por permitir criar primeiramente a malha somente em torno das superfícies desejadas. A malha M3 foi gerada sobre a superfície das pás (região crítica), com elevado refinamento, caracterizado na FIG 5.8.A pela alta densidade de elementos na superfície das pás ocasionando o preenchimento quase total das superfícies (cores). O mesmo procedimento foi feito para a superfície de interface, a qual é considerada uma região crítica por ser responsável pela troca de informações das variáveis de transporte (velocidade, pressão e etc) entre o domínio rotativo e estático. Posteriormente os volumes finitos foram gerados vinculados aos elementos superficiais previamente criados, conforme o exibido na FIG 5.8.B, sendo esse o procedimento adotado na geração das três malhas: M1, M2 e M3.

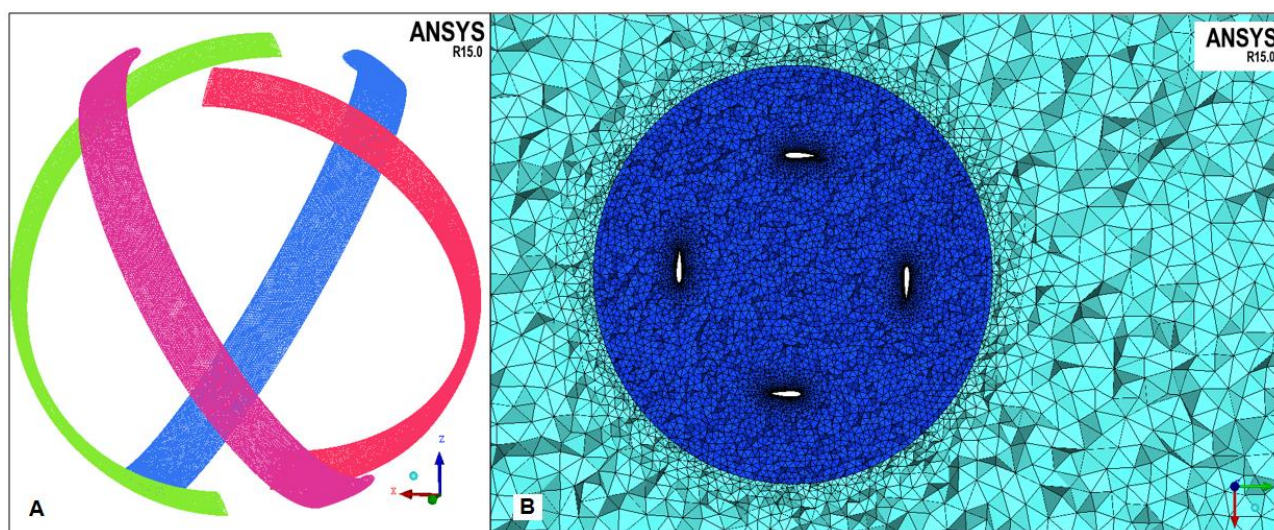


FIGURA 5.8 – A) Malha na superfície das pás (M3). B) Malha nas proximidades do domínio rotativo.
FONTE – PRÓPRIO AUTOR.

Na execução da solução, o parâmetro ‘coeficiente de momento’ monitorado, que representa o torque estimado em cada pá em relação ao eixo de rotação, é registrado permitindo assim a sua conversão em coeficiente de potência das pás individualizadas. A FIG 5.9 mostra o coeficiente de potência gerado por cada pá, durante o intervalo de funcionamento da turbina simulado para a malha M3, correspondente ao tempo de 4 revoluções completas do rotor.

É possível observar na FIG 5.9, que nos instantes iniciais da simulação, ocorre um elevado transiente das variáveis de transporte que resultam no comportamento aleatório do coeficiente de

potência, ocorrendo posteriormente a estabilização das variáveis que apresentam um comportamento oscilatório padronizado. A somatória das curvas do coeficiente de potência de cada pá fornece o desempenho total do rotor.

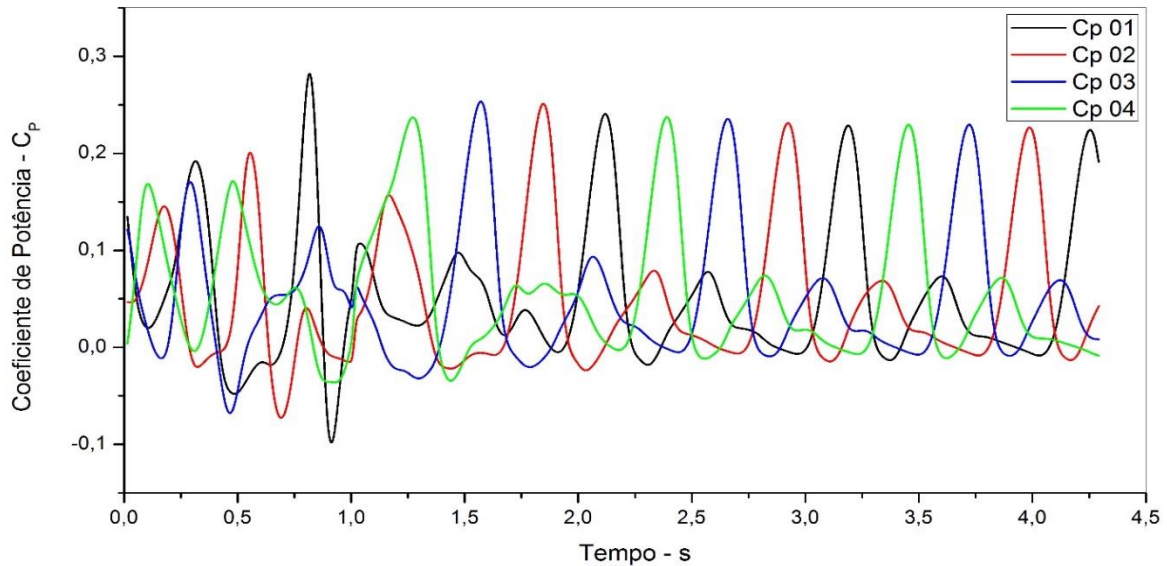


FIGURA 5.9 – Curvas do coeficiente de potência das quatro pás durante o intervalo de simulação utilizando a malha M3. FONTE – PRÓPRIO AUTOR.

Para avaliar o coeficiente de potência total das configurações de malha desenvolvidas, foram feitas três simulações, uma para cada malha, e registrado a curva de caracterização do coeficiente de potência total para todos os casos. A comparação das curvas obtidas nos resultados é demonstrada por meio da FIG 5.10.

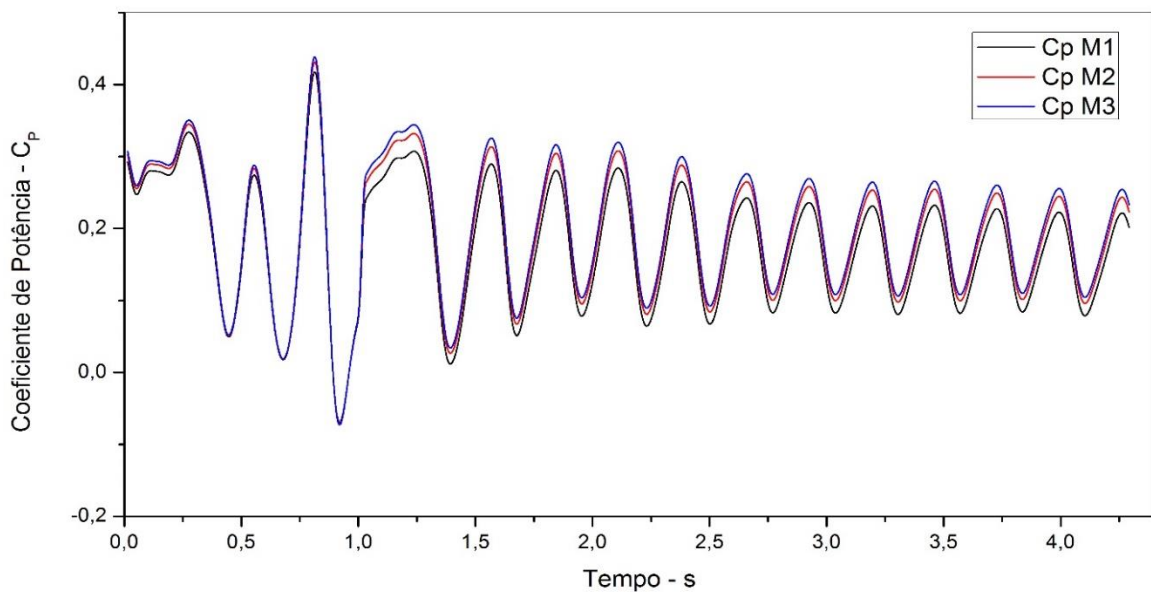


FIGURA 5.10 – Curvas comparativas do coeficiente de potência total para as malhas M1, M2 e M3. FONTE – PRÓPRIO AUTOR.

Os resultados da curva do coeficiente de potência em função do tempo de simulação para as malhas M2 e M3 foram próximos, no entanto, foi evidenciado uma discrepância em relação à M1 justamente por essa se tratar do modelo com menor qualidade no refinamento. A FIG 5.10 deixa claro que o incremento no grau de refinamento da malha tem como influência nos resultados o aumento do coeficiente de potência médio.

Como a curva de desempenho representada pela FIG 5.10 é resultado da somatória do coeficiente de potência fornecido por cada pá da turbina, nos instantes iniciais de simulação nota-se os efeitos do transiente da simulação pela aleatoriedade dos resultados. Desse modo, para determinar o coeficiente de potência médio para uma determinada condição de operação que é caracterizada pelo adimensional ‘razão de velocidades’ (λ), é efetuada a média do coeficiente de potência fornecido pela simulação apenas no intervalo referente à última rotação, por se tratar de resultados mais assertivos acerca do comportamento do fluido com o efeito transiente

Após a análise via CFD dos modelos de malha desenvolvidos, com as condições de operação correspondente à velocidade do escoamento de 1,4 m/s e rotação de 5,9 rad/s, o coeficiente de potência médio encontrado para cada caso é demonstrado na TAB. 5.2 com os respectivos erros em relação ao resultado da malha anterior (e_{rel_i}), calculados de acordo com a Eq 5.1.

TABELA 5.2 – Resultados da análise via CFD para cada malha desenvolvida. Fonte: Própria.

Nome Referência	Número de elementos	CP médio	Erro relativo
M1	3.272.756	0,16105	-
M2	4.521.690	0,18101	11,03%
M3	5.062.571	0,18851	3,98%

FONTE – PRÓPRIO AUTOR.

$$e_{rel_i} = \frac{|C_{P_{i-1}} - C_{P_i}|}{C_{P_i}} \quad (5.1)$$

Onde:

- i – Dados da malha de referência (M1, M2 ou M3);
- C_{P_i} – Coeficiente de potência para a malha de referência.

Nota-se um incremento significativo no coeficiente de potência obtido com os resultados da simulação das malhas M1 e M2, constando um erro relativo de 11,03%. A variação desse fator de desempenho entre as malhas M2 e M3 reduziu significativamente para um erro relativo de 3,98%. O erro relativo total, entre a malha M1 e M3, foi de 14,57%. Desse modo, a malha M3 foi selecionada

para as etapas de validação e análise do rotor esférico-helicoidal, dado os melhores resultados e viabilidade de custo e tempo computacional na execução da simulação.

Mediante a análise de sensibilidade do coeficiente de potência com a malha gerada, é possível comprovar a importância dessa etapa dado a sua influência nos resultados finais, constatando para o caso em questão, que o modelo de maior refinamento da malha forneceu consequentemente o coeficiente de potência mais representativo, equivalente a 0,188. Para o estudo experimental utilizado como referência Bachant (2014), o coeficiente de potência para as mesmas condições de operação foi de aproximadamente 0,24, representando um erro em relação ao experimental de 21,6%, valor esse considerado satisfatório devido à complexidade do sistema simulado e capacidade de processamento do hardware utilizado.

A análise da última rotação, por ter o comportamento bem definido em relação às demais nos resultados da simulação, é caracterizada conforme o demonstrado na FIG. 5.11, na qual observa-se a composição total do coeficiente de potência (linha tracejada) pelo ' C_p ' de cada pá em uma revolução de 360° .

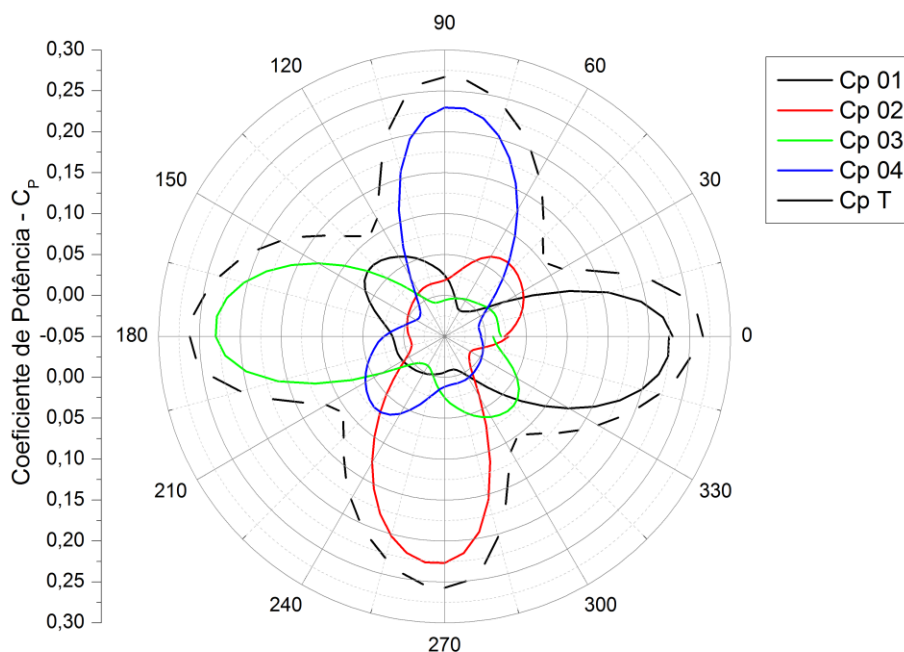


FIGURA 5.11 – Diagramas polares do coeficiente de potência total em uma revolução de 360° .
FONTE – PRÓPRIO AUTOR.

Em função da posição azimutal do rotor adotada como referência, cada pá apresenta uma região específica de geração máxima de torque sendo as outras regiões com geração quase desprezível ou até mesmo negativa, com uma defasagem de 90° entre elas conforme o demonstrado na FIG. 5.11. Embora essa região de maior expressividade para o coeficiente de potência de uma única pá seja pequena em relação à revolução completa de 360° , a defasagem entre elas faz com que a somatória

do coeficiente de potência total do rotor tenha 04 regiões de grande representatividade, garantindo assim um comportamento padrão e positivo do coeficiente de potência da turbina. O coeficiente de potência total, representado pela linha tracejada na FIG. 5.11, oscila entre os limites de 0,10 e 0,27 aproximadamente. Essa amplitude influencia na robustez do gerador a ser acoplado no conjunto.

5.4 Validação da análise via CFD

A validação da metodologia de simulação em canal aberto foi feita por meio da comparação dos resultados computacionais obtidos para o rotor LucidPipe com os dados experimentais para a mesma turbina, determinados por Bachant (2014). A FIG. 5.12 demonstra a curva do coeficiente de potência do rotor LucidPipe, obtidos experimentalmente, para a vazão na entrada do canal de testes com velocidade proporcionando uma velocidade correspondente a 1,4 m/s.

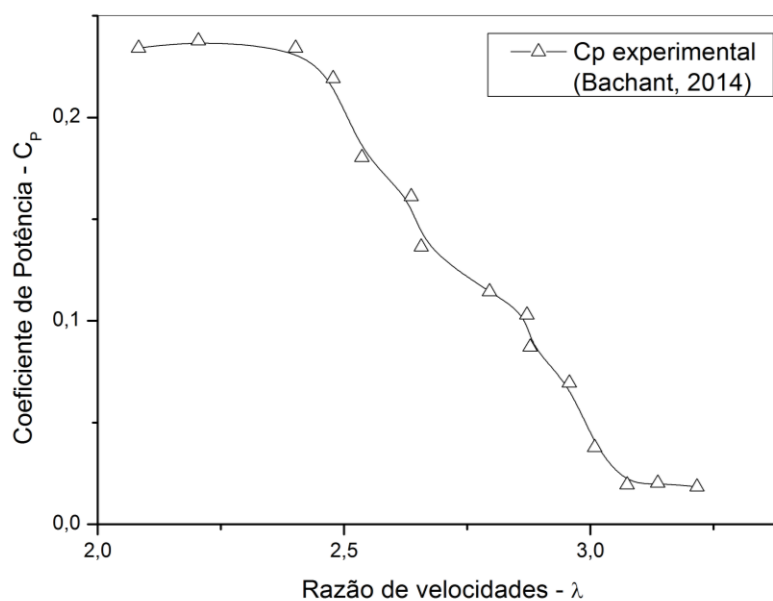


FIGURA 5.12 – Curva do C_p do rotor LucidPipe obtida experimentalmente.
 FONTE - Adaptado de (Bachant, et al., 2014).

Nota-se que o máximo coeficiente de potência obtido por Bachant (2014) foi de aproximadamente 0,24 com as condições operacionais que fornecem razão de velocidades em um patamar entre 2,1 e 2,4 tendo uma queda brusca no desempenho a partir desse ponto.

Para traçar a curva do coeficiente de desempenho mediante a dinâmica dos fluidos computacional, deve ser realizada uma simulação para cada condição de operação desejada, reconfigurando, portanto, a velocidade de escoamento do fluido na entrada do domínio e a velocidade angular do rotor. Essa metodologia é amplamente aceita para a avaliação de procedimento em CFD

do desempenho de rotores de turbinas de fluxo cruzado, como o caso das hidrocínéticas de eixo vertical, diante da impossibilidade de determinar precisamente o momento de inércia da turbina (Balduzzi, et al., 2016) devido à ausência de um modelo físico, o qual está intrinsecamente relacionado com as propriedades do material empregado na confecção do rotor.

Com uma velocidade na entrada do domínio computacional igual a 1,4 m/s, as condições de operação fornecendo as razões de velocidades 2 / 2,4 / 2,8 / 3,2 foram simuladas no módulo 'Fluent' do Ansys ® para aquisição dos dados referente à curva característica do coeficiente de potência.

A FIG. 5.13 representa o comportamento do coeficiente de potência total do rotor para cada condição de operação durante o tempo de funcionamento simulado.

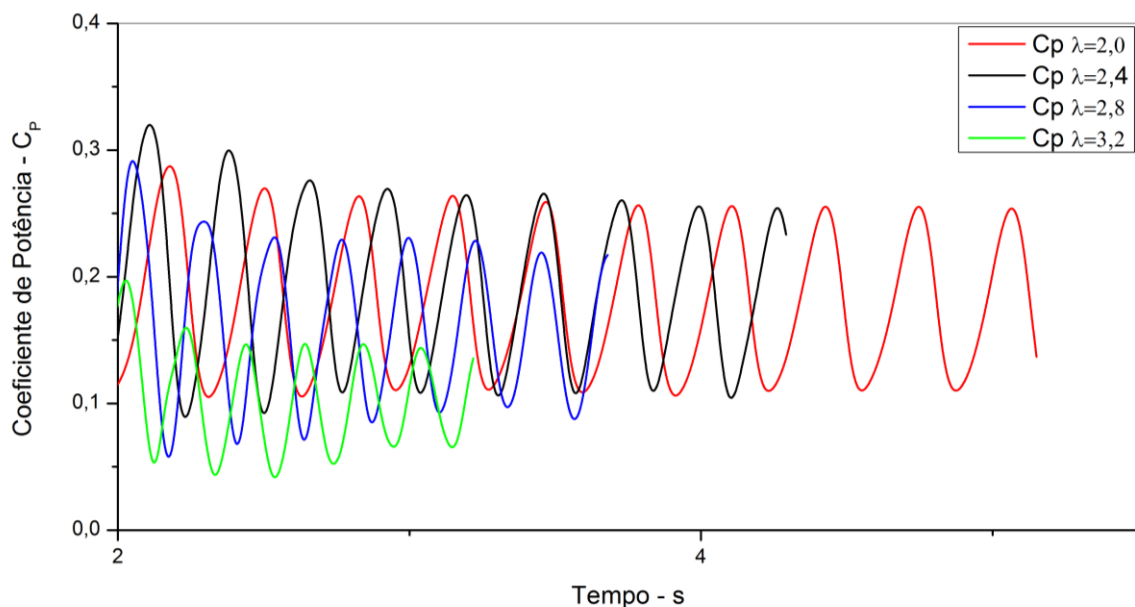


FIGURA 5.13 – Curvas do coeficiente de potência simulado para cada condição de operação.
FONTE – PRÓPRIO AUTOR.

Observa-se que as grandezas estimadas na análise referente ao tempo prévio a 2 segundos foram omitidos por se tratar da região de instabilidade das variáveis de transporte e desse modo não fornecem informações válidas para análise. Com o incremento da razão de velocidades (λ) nota-se a redução no tempo de funcionamento do rotor analisado, esse fato ocorre pois foram analisadas 4 revoluções completas em cada simulação e valores de λ superiores indicam uma maior velocidade angular.

Conforme há o incremento da velocidade angular, maior o tempo exigido para que o comportamento da curva característica do coeficiente de desempenho assuma um comportamento padronizado. Devido a esse fato, é adequado para a correta interpretação dos resultados, que o tempo de funcionamento do rotor simulado seja maior. No entanto, essa ação não foi implementada pois resulta também no aumento significativo do tempo total de simulação.

O valor médio do coeficiente de potência para cada condição de operação simulada foi calculado considerando apenas o intervalo referente à última rotação devido a padronização do seu comportamento, sendo o máximo valor obtido correspondente a 0,188, para uma razão de velocidade de 2,4.

A FIG. 5.14 correlaciona os resultados experimentais obtidos por Bachant (2014) e os encontrados na dinâmica dos fluidos computacional, os quais caracterizam o coeficiente de potência em função da razão de velocidades.

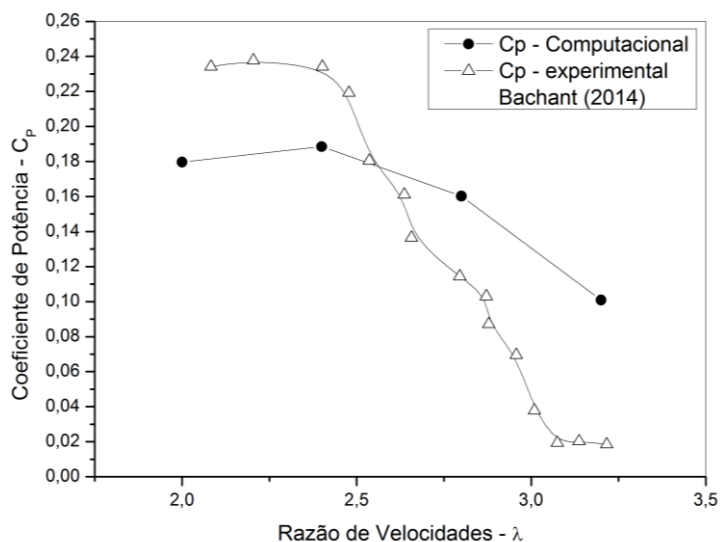


FIGURA 5.14 - Comparação da curva do coeficiente de potência estimado e experimental.
 FONTE – PRÓPRIO AUTOR.

Comparando os resultados experimentais e computacionais, verifica que o máximo coeficiente de potência proveniente da simulação foi inferior em relação aos dados experimentais, com valores de 0,188 e 0,24 respectivamente, caracterizando um erro relativo de 21,6%. Os erros para as quatro condições analisadas em relação aos resultados experimentais, da razão de velocidades menor para a maior foram respectivamente de 21,7%, 21,6%, 45% e 455% aproximadamente. Tais resultados, predizem que o modelo computacional é capaz de gerar resultados mais próximos dos resultados experimentais apenas para razão de velocidade menores.

Pela comparação qualitativa das curvas, notou-se em ambas um patamar com os valores mais elevados do C_p em uma faixa entre as razões de velocidade de 2,2 e 2,4. As curvas interceptaram-se para λ correspondente a 2,54, sendo a partir desse ponto, o coeficiente de potência computacional superior em relação ao resultado experimental.

Os possíveis motivos relacionados à divergência relativamente expressiva da análise CFD tridimensional com os dados experimentais comparados na FIG. 5.14 foram:

- O rotor LucidPipe foi elaborado em software de desenho considerando um ângulo de *'pitch'* nulo e desenvolvendo perfeitamente em torno de uma esfera, no entanto, por ser um modelo comercial e portador de segredos industriais consequentemente, são fornecidos apenas as informações geométricas gerais, ficando omissos possíveis detalhes da pá, como exemplo variação do ângulo de *'pitch'* e modificação do perfil aerodinâmico no desenvolvimento da pá. Sendo assim o modelo 3D utilizado na análise não representa fielmente o rotor LucidPipe, o que pode ocasionar divergências nos resultados.
- A dinâmica dos fluidos computacional aplicada a problemas transientes, tridimensionais e envolvendo um elemento propulsor rotativo são de elevado custo computacional e em consequência da propagação de erros na resolução das equações diferenciais parciais que regem o equacionamento físico, os resultados obtidos dificilmente retratam a realidade com um baixo erro, sendo a capacidade computacional nesse caso o maior obstáculo (Balduzzi, et al., 2016).
- A maior intensidade do decaimento do coeficiente de potência para o estudo experimental em relação ao CFD, após o patamar limitado pela razão de velocidades de 2,4, pode estar relacionado com a presença de perdas no caso experimental não inseridas na simulação, como exemplo o sistema estacionário de ancoragem do rotor, os mancais de rolamento, os elementos de fixação das pás dentre outros.
- A redução do comprimento total no volume de controle em relação às dimensões reais do canal utilizado no ensaio do rotor LucidPipe, feita com o objetivo de reduzir o custo computacional da simulação numérica computacional, pode afetar ainda que minimamente os resultados.

Apesar da divergência dos resultados, foi considerada válido o procedimento computacional implementado, pois, mesmo diante das dificuldades da limitação computacional, complexidade do problema avaliado e pequenas divergências geométricas, a curva característica do coeficiente de potência para ambos os estudos apresentou comportamento similar e portanto aceitável para ser implementação na análise CFD do rotor esférico-helicoidal analisado para o posterior comparação dos resultados.

5.5 Análise CFD do rotor esférico-helicoidal

O procedimento utilizado para gerar a malha de volumes finitos no domínio computacional do rotor esférico-helicoidal obedeceu à metodologia utilizada no desenvolvimento da malha M3, com os mesmos parâmetros de refinamento em todas as superfícies, subdomínios e regiões críticas como o bordo de fuga das pás e interface entre os domínios estático e móvel. As configurações das simulações prévias à etapa de solução do sistema também respeitaram o procedimento implementado na validação, como modelo de turbulência, condições de contorno, método de ‘inicialização’, técnica de simulação e algoritmo do procedimento de solução.

A partir da interpretação dos resultados disponibilizados nas etapas de sensibilidade da malha e de validação, para a análise CFD do rotor esférico-helicoidal optou-se por avaliar 5 condições operacionais distintas ($\lambda = 1,6/2,0/2,4/2,8/3,2$) em um intervalo de tempo correspondente a 6 revoluções completas do rotor, prezando assim pela maior confiabilidade dos resultados alcançados.

O acréscimo da análise da razão de velocidades, correspondente a 1,6 na simulação do rotor esférico-helicoidal, teve como intenção observar o comportamento da intensidade do coeficiente de potência para razão de velocidade inferior a 2. De maneira análoga, o incremento na quantidade de rotações simuladas para cada condição operacional teve como intenção avaliar a variação do coeficiente de potência médio, calculados independentemente para as três últimas revoluções, em função do erro relativo máximo entre os valores encontrados.

A média dos coeficientes de potência para as três últimas revoluções (4ª, 5ª e 6ª) foram registrados conforme o disponibilizado na TAB. 5.3 para cada condição de operação (λ) com o cálculo do erro relativo máximo entre elas.

TABELA 5.3 – Análise do coeficiente de potência médio para as 3 últimas revoluções.

λ	C_p médio para as revoluções			$e_{rel\max}$ (%)
	4	5	6	
1,6	0,1565	0,1536	0,1543	1,89
2,0	0,1755	0,1714	0,1723	2,43
2,4	0,1904	0,1897	0,1883	1,11
2,8	0,1698	0,1721	0,1716	1,35
3,2	0,1147	0,1143	0,1068	7,36

FONTE – PRÓPRIO AUTOR.

O máximo erro relativo entre as revoluções (7,36%) ocorreu para a condição de operação com razão de velocidades igual a 3,2, evidenciando que quanto maior a velocidade angular configurada para o rotor, os efeitos de turbulência foram intensificados dificultando a estabilização da solução via CFD. Para as demais condições, o erro relativo máximo foi sempre inferior a 2,43 %, dando assim confiabilidade para o coeficiente de potência médio calculado para esses casos.

Na análise CFD do rotor esférico-helicoidal, a curva do comportamento do coeficiente de potência para a condição de operação que forneceu o seu valor máximo ($\lambda = 2,4$) é demonstrada conforme a FIG. 5.15. Apesar do incremento no total de revoluções simuladas do rotor, a partir do instante que a curva característica assumiu comportamento senoidal, valores acima de 2 segundos, ainda ocorreram variações na amplitude até o instante final da simulação, no entanto a análise do erro relativo do coeficiente médio calculado, demonstrou que tal variação não influenciou significativamente nos resultados calculados.

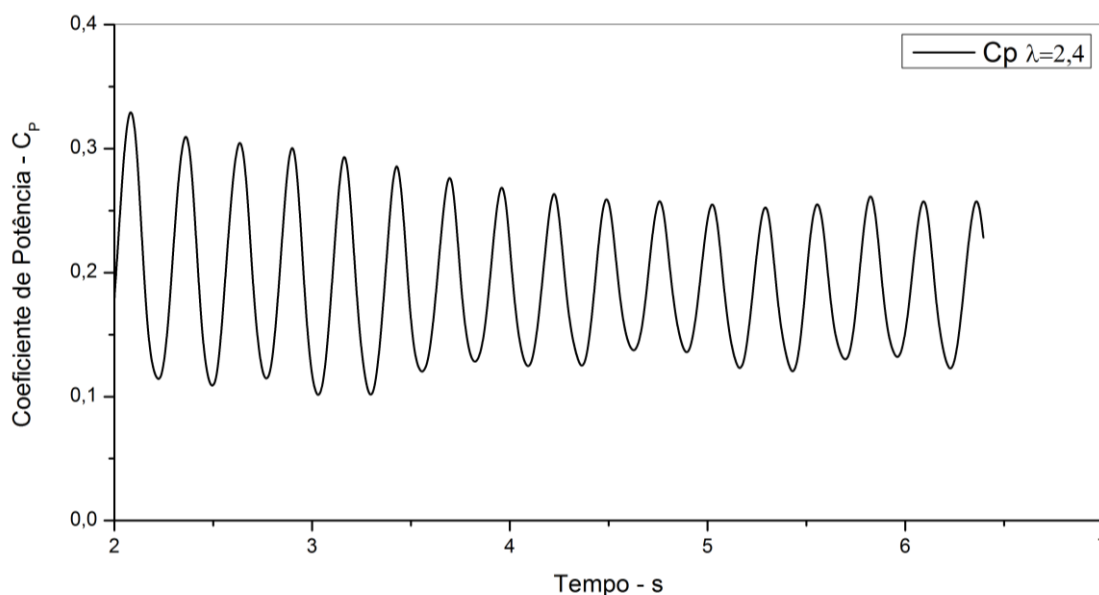


FIGURA 5.15 – Curva do coeficiente de potência CFD do rotor esférico-helicoidal para o caso de $\lambda=2,4$.
FONTE – PRÓPRIO AUTOR.

A composição do coeficiente de potência total com a parcela representativa de cada pá, para a última rotação simulada do rotor esférico-helicoidal na condição de operação de λ igual a 2,4, é exibida na FIG. 5.16. Observa-se que a oscilação do coeficiente de potência encontra-se entre os limites de 0,12 e 0,26 sendo essa faixa inferior ao encontrado para a análise CFD do rotor LucidPipe (0,10 e 0,27), o que resulta em menores esforços mecânicos agindo no conjunto gerador.

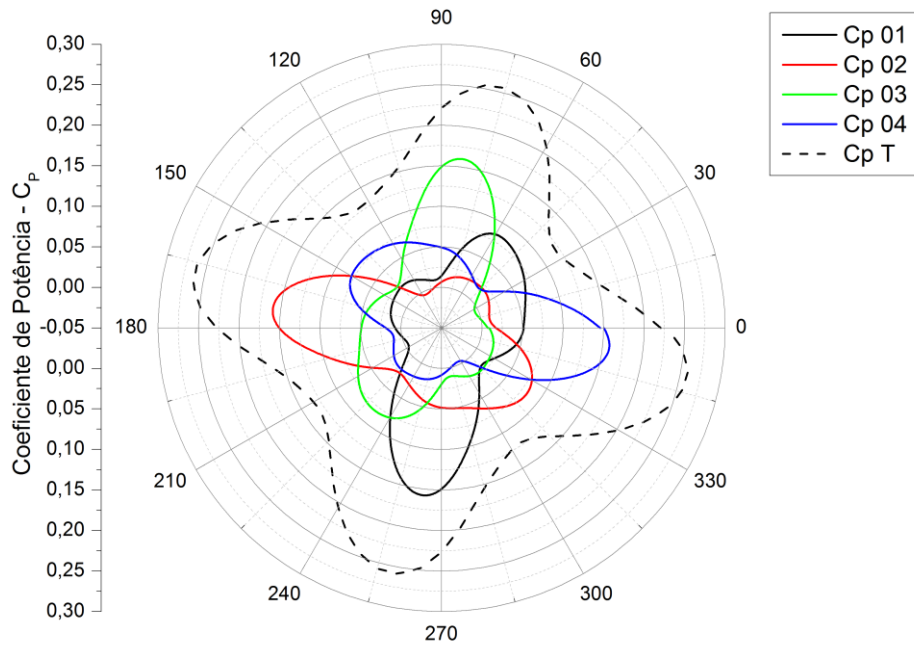


FIGURA 5.16 – Diagramas dos coeficientes de potência do rotor esférico-helicoidal em uma revolução.
 FONTE – PRÓPRIO AUTOR.

A caracterização do coeficiente de potência em função da razão de velocidades para ambos os casos simulados, LucidPipe e esférico-helicoidal, foram comparados para correlacionar o desempenho dos rotores mediante a análise CFD, conforme o demonstrado na FIG. 5.17. O máximo coeficiente de potência obtido para os sistemas analisados coincidiu em um valor de 0,188 para λ igual a 2,4, com uma pequena variação a partir da quarta casa decimal desprezível.

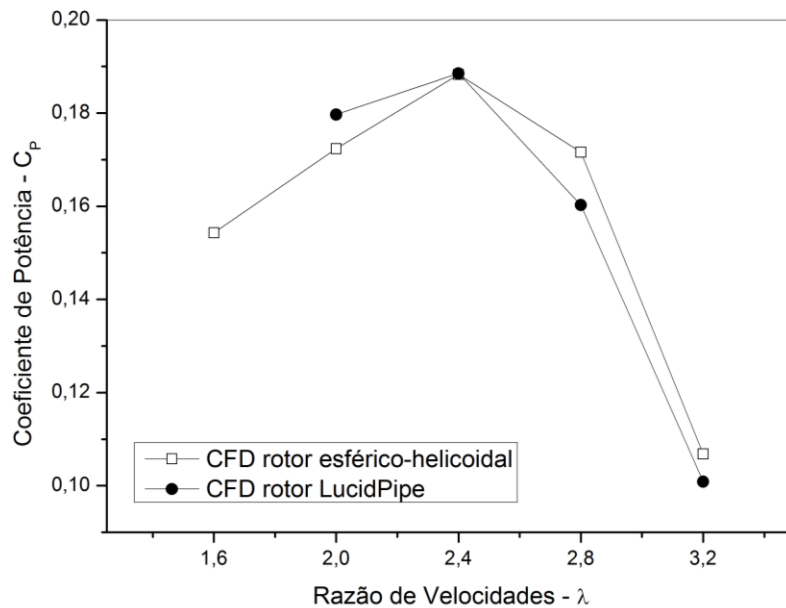


FIGURA 5.17 - Comparação dos resultados CFD entre o rotor LucidPipe e o analisado.
 FONTE – PRÓPRIO AUTOR.

O incremento da condição de operação para análise comprovou a expectativa de que o coeficiente de potência para razões de velocidades inferior a 2,2 possui comportamento decrescente. Como as curvas se interceptam em λ igual a 2,4, os resultados CFD demonstraram que o rotor esférico-helicoidal possui desempenho inferior até esse ponto, tornando-se superior a partir de então.

Mediante a observação dos resultados CFD, não foi possível afirmar qual o modelo é mais eficiente, no entanto a comparação dos dois casos, juntamente com a validação em relação a um modelo comercializável, deram a segurança de atestar que o projeto geométrico das pás proposto para o rotor esférico-helicoidal apresenta a capacidade de geração de energia.

A instalação da turbina no interior de condutos forçados com escoamento devido à diferença de cotas geométricas, permite o aproveitamento da energia cinética e na forma de pressão dotada pelo fluido, podendo elevar consideravelmente a capacidade de geração. Esse tipo de aplicação, em condutos forçados, dependendo das condições operacionais não necessariamente respeita o limite de eficiência teórico estipulado por Betz (0,59), e como no caso do modelo comercial LucidPipe, pode alcançar eficiência superior a 80% (LucidEnergy, 2018), sendo esse um objeto de estudo futuro para o rotor esférico-helicoidal analisado.

Os campos de velocidade para o volume de controle contendo o rotor esférico-helicoidal, foram elaborados na etapa de pós processamento para verificação da coerência das condições de contorno configuradas. Considerando a superfície de entrada do fluido de trabalho no volume de controle como a vista frontal do sistema, a FIG. 5.18 demonstra os contornos de velocidade em diversos planos paralelos à vista frontal ao longo do comprimento do canal, para o último passo da simulação do caso com razão de velocidades de 2,4.

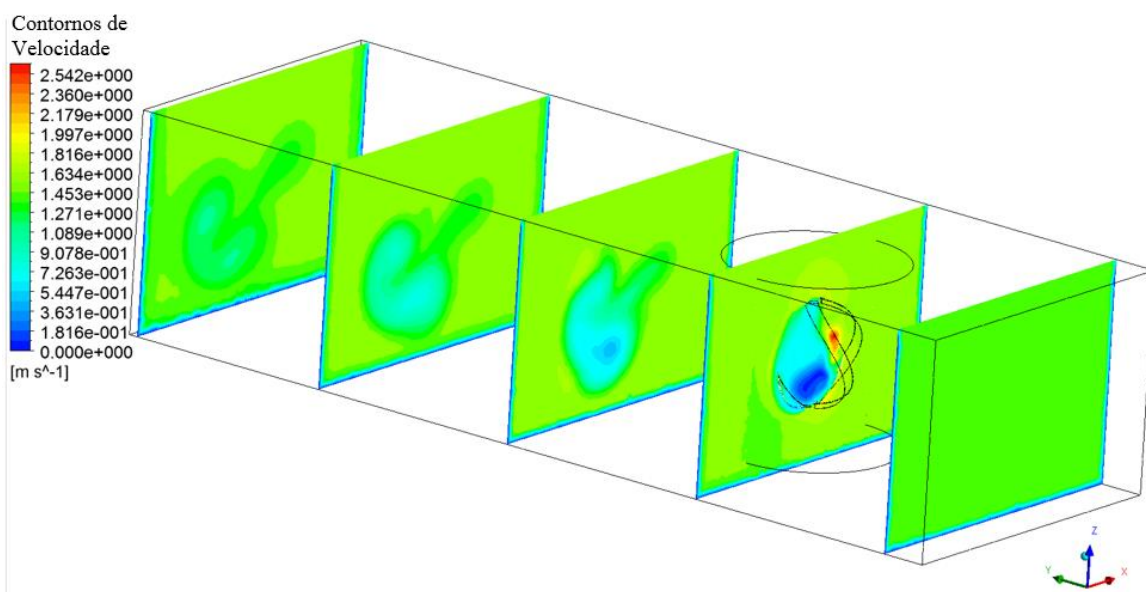


FIGURA 5.18 – Campos de velocidade em planos paralelos à vista frontal do domínio.
FONTE – PRÓPRIO AUTOR.

É possível observar pela FIG. 5.18 que, no primeiro plano à frente do sistema, a velocidade é constante e em praticamente toda a área com valor aproximado a 1,4 m/s, sendo essa a velocidade de entrada configurada nas condições de contorno do sistema. No plano que corta o centro do rotor, nota-se a perturbação intensa que tem a sua intensidade reduzida gradativamente, apresentando poucos resquícios no último plano demonstrado.

É ideal no volume de controle adotado, que a velocidade no último plano tenha se restabelecido conforme as condições de entrada, embora essa condição não tenha sido alcançada devido à redução do comprimento total para adequação à capacidade computacional disponível. Os resquícios das perturbações no fluido pela interferência do rotor na última camada analisada, são bem próximos das condições iniciais de escoamento.

Os campos de velocidade no plano frontal que corta o rotor, conforme o exibido na FIG. 5.19, mostram com mais detalhes a perturbação da água nas proximidades do rotor, ficando evidente que surge uma região de recirculação, caracterizada pela redução da velocidade no centro do rotor em relação à condição padrão de escoamento. Em concordância com o resultado esperado, há também uma região no lado direito do rotor demarcado pela elevação da velocidade, sendo o local no qual a somatória da velocidade do escoamento (1,4 m/s) com a tangencia do rotor fornecerá as maiores intensidades para a velocidade relativa.

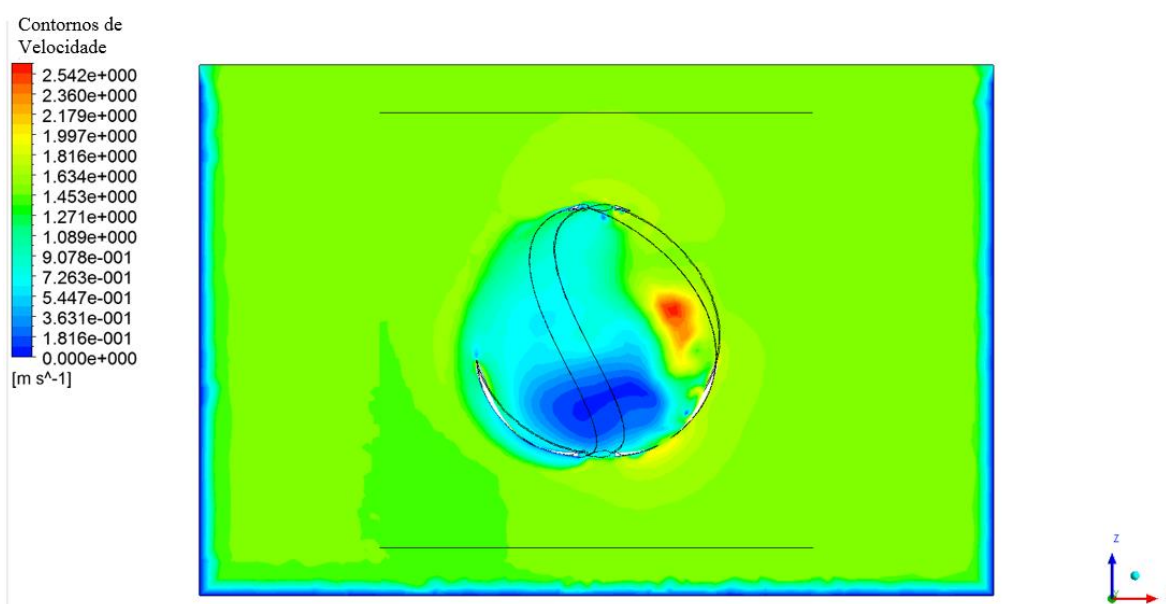


FIGURA 5.19 – Contornos de velocidade no plano frontal do rotor esférico-helicoidal.
FONTE – PRÓPRIO AUTOR.

É importante observar, conforme especificado nas condições de contorno, as superfícies laterais e o fundo do canal foram ajustadas como paredes, portanto os efeitos da viscosidade do fluido devem ocasionar a existência de um gradiente de velocidades nas proximidades dessas superfícies

(camada limite) demarcada pela velocidade nula da camada de fluido exatamente em contato com elas. Esse fenômeno é verificado nos resultados via CFD conforme a FIG. 5.19.

As FIG. 5.20 e 5.21 representam os campos de velocidade no plano de corte transversal do volume de controle, evidenciando os efeitos da camada limite nas paredes laterais do conduto livre e a influência do funcionamento do rotor no comportamento do fluido no decorrer do comprimento total do canal aberto.



FIGURA 5.20 – Campos de velocidade no plano de corte transversal ao volume de controle.
 FONTE – PRÓPRIO AUTOR.

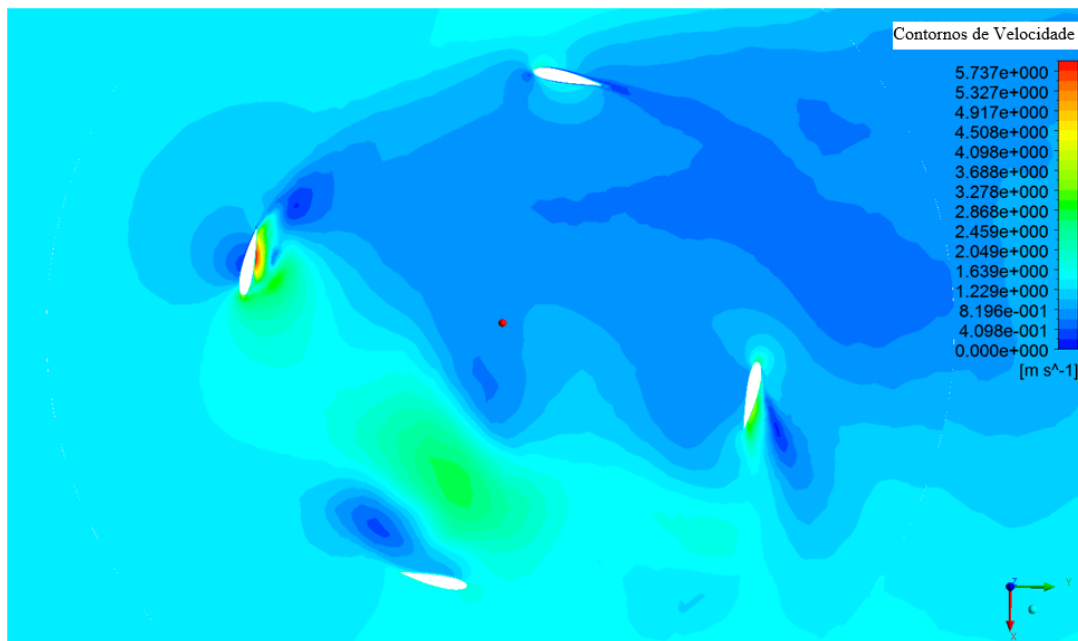


FIGURA 5.21 – Campos de velocidade no plano de corte transversal ao volume de controle.
 FONTE – PRÓPRIO AUTOR.

No interior do subdomínio rotativo (*'inner'*), os detalhes dos campos de velocidade de acordo com a FIG. 5.21, demonstram que em todas as pás há uma diferença de velocidades entre o intra e extradorso, sendo esse fenômeno o responsável pelo surgimento das forças aerodinâmicas. A região demarcada com a maior intensidade da velocidade, na superfície de uma das pás (a esquerda),

provavelmente é uma área com os efeitos turbulentos predominantes e intensificados pelo descolamento do fluido da superfície da pá.

Todas as informações fornecidas com a observação dos campos de velocidade do sistema, são fundamentais para correlacionar os resultados do comportamento do fluido com o previamente esperado baseado na teoria da mecânica dos fluidos, contribuindo, portanto, a verificação da coerência dos resultados obtidos.

6 CONCLUSÃO

O presente estudo mostrou uma análise computacional de uma configuração de rotor de turbina hidrocínética utilizando um pacote computacional CFD, tratando-se de um rotor de eixo vertical, regido pelo princípio de funcionamento de forças de sustentação, com a geometria de suas pás permitindo a instalação tanto em canais abertos quanto em condutos forçados e denominado por rotor esférico-helicoidal. O desempenho do rotor selecionado foi qualificado mediante à dinâmica dos fluidos computacional (CFD) e validado pela comparação com um modelo comercial similar já existente. Os seguintes aspectos podem ser destacados nessa pesquisa.

Uma característica peculiar dos rotores de eixo vertical regidos pelo princípio de forças aerodinâmicas de sustentação consiste na constante variação da velocidade relativa incidente sobre a pá e do ângulo de ataque, portanto o estudo dessas variáveis correlacionadas com as curvas de desempenho aerodinâmico que caracterizam um perfil são de imprescindível importância para a seleção do mais adequado. Dos perfis simétricos analisados, NACA 0015, 0018 e 0020, o último foi selecionado mediante essa análise.

Uma das desvantagens para rotores de eixo vertical e pás retas, é a dificuldade de auto partida, pois a somatória dos momentos atuantes nas pás em relação ao eixo de giro com o rotor estático geralmente é desprezível ou com intensidade insuficiente para vencer a inércia do rotor. A geometria proposta neste estudo, pás curvadas desenvolvendo-se em torno de uma linha que surge da projeção de uma helicóide na superfície de uma esfera (imaginária), teve a finalidade de proporcionar um momento resultante, com o rotor estático submetido a um escoamento, capaz de superar a inércia do conjunto móvel e garantir a sua auto partida. A sua geometria permitiu também que escoamentos em qualquer direção, desde que perpendicular ao eixo de giro, resultassem em forças que provocassem a rotação da turbina em um único sentido, no anti-horário para o referencial adotado neste trabalho.

O coeficiente de potência é o principal parâmetro que quantifica a eficiência do rotor hidrocínético, o qual foi avaliado mediante análise CFD com a metodologia validada pela análise prévia do rotor LucidPipe, modelo comercial similar com dados experimentais para canais abertos. Das etapas exigidas para elaboração do estudo CFD, a criação de malha foi a mais crítica, no sentido de encontrar um refinamento adequado que captasse os fenômenos da mecânica dos fluidos no sistema analisado compatível com a capacidade computacional disponível. Das três malhas criadas observou-se um erro relativo nos resultados de 14,57% entre o maior refinamento e o menos detalhado, atestando a importância e influência dessa etapa nos resultados obtidos.

Os resultados via CFD no processo de validação forneceu uma curva do coeficiente de potência em função da razão de velocidades e foi observado que o modelo computacional configurado gera resultados mais próximos aos obtidos experimentalmente para as condições de operação com razão de velocidades inferior. Para as quatro simulações analisadas, o erro em relação ao experimental foi de 21,7%, 21,6%, 45% e 455% para as razões de velocidade de 2,0 / 2,4 / 2,8 e 3,2 respectivamente. Conforme ocorre o incremento da razão de velocidade diversos fatores podem influenciar na divergência dos resultados, como exemplo a intensificação dos efeitos de turbulência na camada limite, perdas no sistema mecânico não previstas na modelagem dentre outras.. Devido à essa e outras dificuldades, analisando estudos similares que mostram que essa divergência é comum, os resultados foram considerados satisfatórios e, portanto, validada a metodologia adotada.

A comparação dos resultados computacionais do exemplo de validação e do rotor analisado, teve o ponto de máximo coeficiente de potência coincidentes em 0,188, valor no qual ocorre o cruzamento das curvas de desempenho, que apresentaram comportamento similar. Essa análise não possibilitou identificar qual rotor forneceria melhores resultados, no entanto, foi de grande importância para atestar a capacidade de geração de energia do rotor analisado quando levado em consideração a validação.

A utilização do rotor esférico-helicoidal em condutos forçados não foi avaliada com a dinâmica dos fluidos computacional, pois a indisponibilidade de dados experimentais semelhantes ao caso proposto, inviabiliza a validação dos resultados. No entanto, a aplicação desse rotor em condutos forçados com escoamentos devido aos efeitos gravitacionais, pode ser um grande diferencial por aproveitar não somente a energia cinética do fluido como a proveniente da diferença de pressão no processo de conversão das formas de energia em eletricidade. Um exemplo dessa aplicação é em tubulações de sistema de distribuição de água, que em alguns casos utilizam válvulas de redução de pressão nas linhas de captação da água bruta para tratamento que escoam por gravidade devido ao ser excesso, podendo esse item ser substituído pelo rotor esférico-helicoidal, o qual desempenhará a mesma função proporcionando a eficiência energética do sistema de distribuição.

Para trabalhos futuros é proposto a avaliação CFD da influência no ângulo de '*pitch*' das pás, para selecionar o mais adequado. Posteriormente será viável o projeto e dimensionamento dos demais elementos necessários, como exemplo estruturas de fixação das pás e de ancoragem do rotor, conjunto gerador e aparato para testes em canal aberto e condutos forçados, para avaliar experimentalmente o desempenho do rotor esférico-helicoidal.

7 REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

1. AIRFOIL TOOLS. [Online]. Disponível em: <http://airfoiltools.com/>. Acessado em: 19/11/2018.
2. ALBURQUEQUE, I. M.; MATOS, F. F. S. A Characterization of Vertical Axis Wind Turbines. *IEEE Latin America Transactions*, v. 14, n. 10, p. 4255–4260, 2016.
3. ANSYS. [Online] Hybrid Initialization. Disponível em: https://www.sharcnet.ca/Software/Ansys/16.2.3/en-us/help/flu_ug/flu_ug_sec_init_hybrid.html/. Acessado em: 10/11/2018.
4. ANSYS. [Online] Modeling Turbulence. Disponível em: <http://www.afs.enea.it/project/neptunius/docs/fluent/html/ug/node405.htm/>. Acessado em: 15/11/2018.
5. BACHANT, P. *et al.* Experimental study of a reference model vertical-axis cross-flow turbine. *PLoS ONE*, v. 11, n. 9, p. 1–21, 2016.
6. BACHANT, P.; WOSNIK, M. Performance measurements of cylindrical- and spherical-helical cross-flow marine hydrokinetic turbines, with estimates of exergy efficiency. *Renewable Energy*, v. 74, n. February, p. 318–325, 2014.
7. BACHANT, P.; WOSNIK, M. Experimental Investigation of Helical Cross-Flow Axis Hydrokinetic Turbines, Including Effects of Waves and Turbulence. Master Thesis. University of New Hampshire, 2011.
8. BALDUZZI, F. *et al.* Critical issues in the CFD simulation of Darrieus wind turbines. *Renewable Energy*, v. 85, p. 419–435, 2016.
9. BEHROUZI, F. *et al.* Global renewable energy and its potential in Malaysia: A review of Hydrokinetic turbine technology. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, v. 62, p. 1270–1281, 2016.
10. BERI, H.; YAO, Y. Double Multiple Streamtube Model and Numerical Analysis of Vertical Axis Wind Turbine. *Energy and Power Engineering*, v. 03, n. 03, p. 262–270, 2011.
11. BOGĂȚEANU, R.; DOBRESCU, B.; NILĂ, I. Aerodynamic performance prediction of Darrieus-type wind turbines. *Incas Bulletin*, v. 2, n. 2, p. 26–32, 2010.
12. BORG, M.; SHIRES, A.; COLLU, M. Offshore floating vertical axis wind turbines, dynamics modelling state of the art. part I: Aerodynamics. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, v. 39, p. 1214–1225, 2014.
13. BRAGA, S. L. Análise Experimental e Simulação de Desempenho de Rotores Eólicos do Tipo Darrieus. Dissertação de Mestrado. *Pontifícia Universidade Católica do Rio de Janeiro*. 1981.
14. BRUNETTI, F. *Mecânica dos Fluidos*. 2ª ed. São Paulo: *Pearson Prentice Hall*, 2008.

15. CASTELLI, M.R.; BENINI, E. Effect of blade thickness on Darrieus vertical-axis wind turbine performance, in: *CSSim 2011, 2nd International Conference on Computer Modelling and Simulation*, 5-7 Setembro, 2011.
16. DIXON, S. L.; HALL, C. A. *Fluid Mechanics and Thermodynamics of Turbomachinery*. 6^a ed. *Elsevier Inc*, 2010.
17. FOX, R. W.; MCDONALD, A. T.; PRITCHARD, P. J. *Introdução à Mecânica dos Fluidos*. 6^a ed. *LTC*, 2006.
18. GARRET, C.; CUMMINS, P.; The efficiency of a turbine in a tidal channel. *Journal of Fluid Mechanics*, v. 588, p. 243–25, 2007.
19. GORLE, J. M. R. *et al.* Flow and performance analysis of H-Darrieus hydroturbine in a confined flow: A computational and experimental study. *Journal of Fluids and Structures*, v. 66, p. 382–402, 2016.
20. GOUDE, A. *Fluid Mechanics of Vertical Axis Turbines*. 2012. Disponível em: <<https://uu.diva-portal.org/smash/get/diva2:564033/FULLTEXT01.pdf>>.
21. GÜNEY, M. S.; KAYGUSUZ, K. Hydrokinetic energy conversion systems: A technology status review. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, v. 14, n. 9, p. 2996–3004, 2010.
22. GORLE, J. M. R. *et al.* Flow and performance analysis of H-Darrieus hydroturbine in a confined flow: A computational and experimental study. *Journal of Fluids and Structures*, v. 66, p. 382–402, 2016.
23. GÜNEY, M. S.; KAYGUSUZ, K. Hydrokinetic energy conversion systems: A technology status review. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, v. 14, n. 9, p. 2996–3004, 2010.
24. HU, Z.; DU, X. Reliability analysis for hydrokinetic turbine blades. *Renewable Energy*, v. 48, p. 251–262, 2012.
25. KHAN, M. J. *et al.* Hydrokinetic energy conversion systems and assessment of horizontal and vertical axis turbines for river and tidal applications: A technology status review. *Applied Energy*, v. 86, n. 10, p. 1823–1835, 2009.
26. KINZEL, M.; MULLIGAN, Q.; DABIRI, J. O. Energy exchange in an array of vertical-axis wind turbines. *Journal of Turbulence*, v. 14, n. 6, p. 38–39, 2013.
27. KIRKE, B. K. Tests on ducted and bare helical and straight blade Darrieus hydrokinetic turbines. *Renewable Energy*, v. 36, n. 11, p. 3013–3022, 2011.
28. KUMAR, D.; SARKAR, S. A review on the technology, performance, design optimization, reliability, techno-economics and environmental impacts of hydrokinetic energy conversion systems. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, v. 58, p. 796–813, 2016.

29. KUMAR, R.; RAAHEMIFAR, K.; FUNG, A. S. A critical review of vertical axis wind turbines for urban applications. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, v. 89, n. March, p. 281–291, 2018.
30. LAWS, N. D.; EPPS, B. P. Hydrokinetic energy conversion : Technology , research , and outlook. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, v. 57, p. 1245–1259, 2016.
31. LAZAUSKAS, L.; KIRKE, B. K. Modeling passive variable pitch cross flow hydrokinetic turbines to maximize performance and smooth operation. *Renewable Energy*, v. 45, p. 41–50, 2012.
32. LucidEnergy. [Online], Disponível em: <http://lucidenergy.com/>. Acessado em: 11/09/2018.
33. MACINTYRE, A. J. *Bombas E Instalações De Bombeamento*. Rio de Janeiro, 1997.
34. MACINTYRE, A. J. *Máquinas Motrizes Hidráulicas*. Rio de Janeiro: Guanabara Dois, 1983.
35. MARZOCCA, P. *The NACA airfoil series*. Clarkson University. 2009.
36. MATAIX, C. *Mecanica De Fluidos Y Maquinas Hidraulicas*. Ediciones del Castillo, 1970.
37. MOHAMED, M. H.; ALI, A. M.; HA, A. A. CFD analysis for H-rotor Darrieus turbine as a low speed wind energy converter. *Engineering Science and Technology, an International Journal*, v. 18, p. 1–13, 2015.
38. MOTLEY, M. R.; BARBER, R. B. Passive Pitch Control of Horizontal Axis Marine Hydrokinetic Turbine Blades. *Composite Structures journal*, v. 110, p. 133–139 2014.
39. NIBLICK, A. L. Experimental and Analytical Study of Helical Cross-Flow Turbines for a Tidal Micropower Generation System. *Test*, p. 175, 2012.
40. PARASCHIVOIU, I. Aerodynamic Loads and Performance of the Darrieus Rotor. *Journal of Energy*. v. 6, n. 6, p. 406-12, 1982.
41. PATEL, V.; ELDHO, T. I.; PRABHU, S. V. Experimental investigations on Darrieus straight blade turbine for tidal current application and parametric optimization for hydro farm arrangement. *International Journal of Marine Energy*, v. 17, p. 110–135, 2017.
42. RAGHEB, M. *Wind Energy converters Concepts*. Urbana, Illinois, USA: University of Illinois at Urbana-Champaign, 2014.
43. RAGHEB, M.; RAGHEB, A. M. *Wind Turbines Theory – The Betz Equation and Optimal Rotor Tipo Speed Ratio*. University of Illinois at Urbana-Champaign, 2010.
44. REZAEIHA, A.; KALKMAN, I.; BLOCKEN, B. Effect of pitch angle on power performance and aerodynamics of a vertical axis wind turbine. *Applied Energy*, v. 197, p. 132–150, 2017.
45. SANDIA NATIONAL LABORATORIES. *Methodology for Design and Economic Analysis of Marine Energy Conversion (Mec) Technologies*. *Marine Energy Technology Symposium*. 2014.
46. SCHLABACH, R. A. *et al. IN-PIPE HYDRO-ELECTRIC POWER SYSTEM AND TURBINE*. United States Patent, 14 de Junho de 2011.

47. SOMOANO, M.; HUERA-HUARTE, F. J. The dead band in the performance of cross-flow turbines: Effects of Reynolds number and blade pitch. *Energy Conversion and Management*, v. 172, p. 277–284, 2018.
48. STEWART, J. *Cálculo*, 5ª ed, v. 2, Thomson, 2007.
49. STRICKLAND, J. The darrieus turbine: A performance prediction model using multiple streamtube. *Sandia Laboratories*. Technical Report SAND750431, 1975.
50. TCHAKOUA, P. *et al.* A new approach for modeling darrieus-type vertical axis wind turbine rotors using electrical equivalent circuit analogy: Basis of theoretical formulations and model development. *Energies*, v. 8, n. 10, p. 10684–10717, 2015.
51. TEMPLIN, R. The Elements of Airfoil and Airscrew Theory. *Cambridge Fluid Dynamics: A Practical Approach*, Elsevier, 2013.
52. TJIU, W. *et al.* Darrieus vertical axis wind turbine for power generation I: Assessment of Darrieus VAWT configurations. *Renewable Energy*, v. 75, p. 50–67, 2015.
53. TU, J. *et al.* Computational Fluid Dynamics: A Practical Approach. *Elsevier*, 2013.
54. TWIDELL, J.; TONY, W. *Renewable Energy Resources*. 2ª ed. Taylor & Francis Group, 2006.
55. VESTAS WIND SYSTEMS SA. [Online] Disponível em: <http://www.vestas.com/>. Acessado em 17/09/2018.
56. WWEA. Wind Power Capacity Reaches 539 GW, 52,6 GW Added in 2017. *The World Wind Energy Association*. [Online] Disponível em: <http://www.wwindea.org/2017-statiscs/>. Acessado em: 12/02/2018

ANEXO A

Pontos das coordenadas ordenadas (x,y,z) em mm, da curva central da pá do rotor LucidPipe para o seu desenho em software CAD.

Linha Rotacionada em 30°				Linha Rotacionada em 30°				Linha Rotacionada em 30°			
Nº	X (mm)	Y (mm)	Z (mm)	Nº	X (mm)	Y (mm)	Z (mm)	Nº	X (mm)	Y (mm)	Z (mm)
1	4.97	284.99	-493.62	121	496.10	140.34	-243.08	241	491.13	-144.65	250.54
2	9.95	284.96	-493.56	122	498.53	138.17	-239.32	242	488.59	-146.79	254.24
3	14.92	284.90	-493.47	123	500.93	135.99	-235.54	243	486.00	-148.91	257.92
4	19.89	284.83	-493.33	124	503.28	133.80	-231.75	244	483.39	-151.03	261.59
5	24.86	284.73	-493.16	125	505.60	131.60	-227.94	245	480.73	-153.13	265.23
6	29.83	284.61	-492.96	126	507.87	129.39	-224.11	246	478.04	-155.22	268.85
7	34.80	284.47	-492.71	127	510.11	127.17	-220.26	247	475.31	-157.30	272.46
8	39.76	284.31	-492.43	128	512.31	124.94	-216.40	248	472.55	-159.37	276.04
9	44.72	284.12	-492.11	129	514.47	122.70	-212.52	249	469.75	-161.43	279.60
10	49.68	283.92	-491.76	130	516.60	120.45	-208.62	250	466.92	-163.47	283.14
11	54.63	283.69	-491.36	131	518.68	118.19	-204.71	251	464.05	-165.50	286.66
12	59.58	283.44	-490.93	132	520.72	115.92	-200.78	252	461.14	-167.52	290.15
13	64.53	283.17	-490.46	133	522.72	113.64	-196.84	253	458.20	-169.52	293.63
14	69.47	282.88	-489.96	134	524.69	111.36	-192.88	254	455.22	-171.52	297.08
15	74.40	282.56	-489.41	135	526.61	109.06	-188.91	255	452.21	-173.50	300.51
16	79.33	282.23	-488.83	136	528.49	106.76	-184.92	256	449.17	-175.46	303.91
17	84.25	281.87	-488.21	137	530.34	104.45	-180.92	257	446.09	-177.42	307.29
18	89.17	281.49	-487.56	138	532.14	102.13	-176.90	258	442.97	-179.36	310.65
19	94.08	281.09	-486.86	139	533.90	99.81	-172.87	259	439.83	-181.28	313.99
20	98.98	280.67	-486.14	140	535.62	97.48	-168.83	260	436.65	-183.19	317.30
21	103.87	280.23	-485.37	141	537.31	95.13	-164.78	261	433.43	-185.09	320.59
22	108.76	279.76	-484.57	142	538.95	92.79	-160.71	262	430.18	-186.98	323.85
23	113.64	279.28	-483.72	143	540.54	90.43	-156.63	263	426.90	-188.85	327.09
24	118.51	278.77	-482.85	144	542.10	88.07	-152.54	264	423.59	-190.70	330.31
25	123.37	278.24	-481.93	145	543.62	85.70	-148.44	265	420.25	-192.54	333.49
26	128.22	277.70	-480.98	146	545.09	83.33	-144.32	266	416.87	-194.37	336.66
27	133.06	277.13	-480.00	147	546.53	80.94	-140.20	267	413.46	-196.18	339.80
28	137.90	276.53	-478.97	148	547.92	78.56	-136.06	268	410.02	-197.98	342.91
29	142.72	275.92	-477.91	149	549.27	76.16	-131.92	269	406.55	-199.76	345.99
30	147.53	275.29	-476.81	150	550.58	73.76	-127.76	270	403.05	-201.53	349.05
31	152.33	274.63	-475.68	151	551.84	71.36	-123.60	271	399.52	-203.28	352.09
32	157.11	273.96	-474.51	152	553.07	68.95	-119.42	272	395.96	-205.01	355.09
33	161.89	273.26	-473.31	153	554.25	66.53	-115.24	273	392.36	-206.73	358.07
34	166.65	272.55	-472.07	154	555.39	64.11	-111.04	274	388.74	-208.44	361.02
35	171.40	271.81	-470.79	155	556.49	61.69	-106.84	275	385.09	-210.12	363.95
36	176.14	271.05	-469.47	156	557.54	59.25	-102.63	276	381.40	-211.80	366.84
37	180.86	270.27	-468.13	157	558.56	56.82	-98.41	277	377.69	-213.45	369.71
38	185.57	269.47	-466.74	158	559.53	54.38	-94.19	278	373.95	-215.09	372.55

39	190.27	268.65	-465.32	159	560.46	51.94	-89.96	279	370.19	-216.72	375.36
40	194.95	267.81	-463.86	160	561.34	49.49	-85.72	280	366.39	-218.32	378.15
41	199.62	266.95	-462.37	161	562.18	47.04	-81.47	281	362.56	-219.91	380.90
42	204.27	266.07	-460.85	162	562.98	44.58	-77.22	282	358.71	-221.49	383.63
43	208.91	265.17	-459.29	163	563.74	42.13	-72.96	283	354.83	-223.04	386.32
44	213.53	264.25	-457.69	164	564.45	39.66	-68.70	284	350.93	-224.58	388.99
45	218.13	263.31	-456.06	165	565.12	37.20	-64.43	285	346.99	-226.11	391.63
46	222.72	262.34	-454.39	166	565.75	34.73	-60.16	286	343.03	-227.61	394.23
47	227.29	261.36	-452.69	167	566.34	32.26	-55.88	287	339.05	-229.10	396.81
48	231.84	260.36	-450.96	168	566.88	29.79	-51.60	288	335.04	-230.57	399.36
49	236.38	259.34	-449.19	169	567.38	27.32	-47.31	289	331.00	-232.02	401.88
50	240.89	258.30	-447.38	170	567.83	24.84	-43.02	290	326.94	-233.46	404.36
51	245.39	257.24	-445.55	171	568.24	22.36	-38.73	291	322.85	-234.88	406.82
52	249.87	256.16	-443.68	172	568.61	19.88	-34.43	292	318.74	-236.28	409.24
53	254.33	255.06	-441.77	173	568.94	17.40	-30.14	293	314.60	-237.66	411.63
54	258.77	253.94	-439.83	174	569.22	14.92	-25.83	294	310.44	-239.02	414.00
55	263.20	252.80	-437.86	175	569.46	12.43	-21.53	295	306.26	-240.37	416.33
56	267.60	251.64	-435.85	176	569.65	9.95	-17.23	296	302.05	-241.69	418.63
57	271.98	250.46	-433.81	177	569.80	7.46	-12.92	297	297.82	-243.00	420.89
58	276.34	249.27	-431.74	178	569.91	4.97	-8.62	298	293.57	-244.29	423.13
59	280.68	248.05	-429.64	179	569.98	2.49	-4.31	299	289.30	-245.56	425.33
60	285.00	246.82	-427.50	180	570.00	0.00	0.00	300	285.00	-246.82	427.50
61	289.30	245.56	-425.33	181	569.98	-2.49	4.31	301	280.68	-248.05	429.64
62	293.57	244.29	-423.13	182	569.91	-4.97	8.62	302	276.34	-249.27	431.74
63	297.82	243.00	-420.89	183	569.80	-7.46	12.92	303	271.98	-250.46	433.81
64	302.05	241.69	-418.63	184	569.65	-9.95	17.23	304	267.60	-251.64	435.85
65	306.26	240.37	-416.33	185	569.46	-12.43	21.53	305	263.20	-252.80	437.86
66	310.44	239.02	-414.00	186	569.22	-14.92	25.83	306	258.77	-253.94	439.83
67	314.60	237.66	-411.63	187	568.94	-17.40	30.14	307	254.33	-255.06	441.77
68	318.74	236.28	-409.24	188	568.61	-19.88	34.43	308	249.87	-256.16	443.68
69	322.85	234.88	-406.82	189	568.24	-22.36	38.73	309	245.39	-257.24	445.55
70	326.94	233.46	-404.36	190	567.83	-24.84	43.02	310	240.89	-258.30	447.38
71	331.00	232.02	-401.88	191	567.38	-27.32	47.31	311	236.38	-259.34	449.19
72	335.04	230.57	-399.36	192	566.88	-29.79	51.60	312	231.84	-260.36	450.96
73	339.05	229.10	-396.81	193	566.34	-32.26	55.88	313	227.29	-261.36	452.69
74	343.03	227.61	-394.23	194	565.75	-34.73	60.16	314	222.72	-262.34	454.39
75	346.99	226.11	-391.63	195	565.12	-37.20	64.43	315	218.13	-263.31	456.06
76	350.93	224.58	-388.99	196	564.45	-39.66	68.70	316	213.53	-264.25	457.69
77	354.83	223.04	-386.32	197	563.74	-42.13	72.96	317	208.91	-265.17	459.29
78	358.71	221.49	-383.63	198	562.98	-44.58	77.22	318	204.27	-266.07	460.85
79	362.56	219.91	-380.90	199	562.18	-47.04	81.47	319	199.62	-266.95	462.37
80	366.39	218.32	-378.15	200	561.34	-49.49	85.72	320	194.95	-267.81	463.86
81	370.19	216.72	-375.36	201	560.46	-51.94	89.96	321	190.27	-268.65	465.32
82	373.95	215.09	-372.55	202	559.53	-54.38	94.19	322	185.57	-269.47	466.74
83	377.69	213.45	-369.71	203	558.56	-56.82	98.41	323	180.86	-270.27	468.13
84	381.40	211.80	-366.84	204	557.54	-59.25	102.63	324	176.14	-271.05	469.47
85	385.09	210.12	-363.95	205	556.49	-61.69	106.84	325	171.40	-271.81	470.79
86	388.74	208.44	-361.02	206	555.39	-64.11	111.04	326	166.65	-272.55	472.07

87	392.36	206.73	-358.07	207	554.25	-66.53	115.24	327	161.89	-273.26	473.31
88	395.96	205.01	-355.09	208	553.07	-68.95	119.42	328	157.11	-273.96	474.51
89	399.52	203.28	-352.09	209	551.84	-71.36	123.60	329	152.33	-274.63	475.68
90	403.05	201.53	-349.05	210	550.58	-73.76	127.76	330	147.53	-275.29	476.81
91	406.55	199.76	-345.99	211	549.27	-76.16	131.92	331	142.72	-275.92	477.91
92	410.02	197.98	-342.91	212	547.92	-78.56	136.06	332	137.90	-276.53	478.97
93	413.46	196.18	-339.80	213	546.53	-80.94	140.20	333	133.06	-277.13	480.00
94	416.87	194.37	-336.66	214	545.09	-83.33	144.32	334	128.22	-277.70	480.98
95	420.25	192.54	-333.49	215	543.62	-85.70	148.44	335	123.37	-278.24	481.93
96	423.59	190.70	-330.31	216	542.10	-88.07	152.54	336	118.51	-278.77	482.85
97	426.90	188.85	-327.09	217	540.54	-90.43	156.63	337	113.64	-279.28	483.72
98	430.18	186.98	-323.85	218	538.95	-92.79	160.71	338	108.76	-279.76	484.57
99	433.43	185.09	-320.59	219	537.31	-95.13	164.78	339	103.87	-280.23	485.37
100	436.65	183.19	-317.30	220	535.62	-97.48	168.83	340	98.98	-280.67	486.14
101	439.83	181.28	-313.99	221	533.90	-99.81	172.87	341	94.08	-281.09	486.86
102	442.97	179.36	-310.65	222	532.14	-102.13	176.90	342	89.17	-281.49	487.56
103	446.09	177.42	-307.29	223	530.34	-104.45	180.92	343	84.25	-281.87	488.21
104	449.17	175.46	-303.91	224	528.49	-106.76	184.92	344	79.33	-282.23	488.83
105	452.21	173.50	-300.51	225	526.61	-109.06	188.91	345	74.40	-282.56	489.41
106	455.22	171.52	-297.08	226	524.69	-111.36	192.88	346	69.47	-282.88	489.96
107	458.20	169.52	-293.63	227	522.72	-113.64	196.84	347	64.53	-283.17	490.46
108	461.14	167.52	-290.15	228	520.72	-115.92	200.78	348	59.58	-283.44	490.93
109	464.05	165.50	-286.66	229	518.68	-118.19	204.71	349	54.63	-283.69	491.36
110	466.92	163.47	-283.14	230	516.60	-120.45	208.62	350	49.68	-283.92	491.76
111	469.75	161.43	-279.60	231	514.47	-122.70	212.52	351	44.72	-284.12	492.11
112	472.55	159.37	-276.04	232	512.31	-124.94	216.40	352	39.76	-284.31	492.43
113	475.31	157.30	-272.46	233	510.11	-127.17	220.26	353	34.80	-284.47	492.71
114	478.04	155.22	-268.85	234	507.87	-129.39	224.11	354	29.83	-284.61	492.96
115	480.73	153.13	-265.23	235	505.60	-131.60	227.94	355	24.86	-284.73	493.16
116	483.39	151.03	-261.59	236	503.28	-133.80	231.75	356	19.89	-284.83	493.33
117	486.00	148.91	-257.92	237	500.93	-135.99	235.54	357	14.92	-284.90	493.47
118	488.59	146.79	-254.24	238	498.53	-138.17	239.32	358	9.95	-284.96	493.56
119	491.13	144.65	-250.54	239	496.10	-140.34	243.08	359	4.97	-284.99	493.62
120	493.63	142.50	-246.82	240	493.63	-142.50	246.82	360	0.00	-285.00	493.63

ANEXO B

Pontos das coordenadas ordenadas (x,y,z) em mm, da curva central da pá do rotor esférico-helicoidal para o seu desenho em software CAD.

Linha Central				Linha Central				Linha Central			
Nº	X (mm)	Y (mm)	Z (mm)	Nº	X (mm)	Y (mm)	Z (mm)	Nº	X (mm)	Y (mm)	Z (mm)
1	0.00	0.00	570.00	54	429.02	251.37	278.66	107	237.68	424.12	-297.54
2	11.40	0.11	569.89	55	431.18	258.46	268.66	108	230.52	421.17	-307.21
3	22.79	0.46	569.54	56	433.07	265.52	258.55	109	223.36	417.95	-316.75
4	34.16	1.03	568.97	57	434.69	272.53	248.34	110	216.19	414.46	-326.16
5	45.51	1.82	568.18	58	436.04	279.49	238.03	111	209.04	410.71	-335.45
6	56.83	2.84	567.15	59	437.12	286.39	227.62	112	201.90	406.69	-344.59
7	68.11	4.09	565.90	60	437.93	293.22	217.13	113	194.78	402.40	-353.61
8	79.34	5.56	564.42	61	438.47	299.97	206.54	114	187.69	397.85	-362.48
9	90.52	7.26	562.72	62	438.75	306.65	195.88	115	180.64	393.04	-371.20
10	101.63	9.17	560.79	63	438.76	313.23	185.13	116	173.63	387.97	-379.78
11	112.68	11.31	558.64	64	438.51	319.72	174.32	117	166.67	382.65	-388.20
12	123.64	13.66	556.26	65	438.00	326.11	163.43	118	159.78	377.07	-396.47
13	134.52	16.22	553.66	66	437.23	332.39	152.47	119	152.95	371.24	-404.58
14	145.30	19.00	550.84	67	436.21	338.54	141.46	120	146.19	365.17	-412.53
15	155.98	21.98	547.80	68	434.93	344.58	130.39	121	139.51	358.85	-420.31
16	166.56	25.17	544.54	69	433.41	350.48	119.27	122	132.92	352.29	-427.93
17	177.01	28.57	541.06	70	431.63	356.24	108.10	123	126.43	345.49	-435.37
18	187.35	32.16	537.37	71	429.62	361.86	96.88	124	120.03	338.46	-442.65
19	197.55	35.95	533.46	72	427.36	367.33	85.63	125	113.74	331.21	-449.74
20	207.62	39.93	529.34	73	424.87	372.64	74.34	126	107.57	323.73	-456.65
21	217.54	44.10	525.00	74	422.15	377.78	63.02	127	101.51	316.03	-463.38
22	227.32	48.45	520.46	75	419.19	382.76	51.68	128	95.58	308.11	-469.93
23	236.93	52.98	515.71	76	416.02	387.56	40.32	129	89.78	299.99	-476.29
24	246.39	57.69	510.75	77	412.62	392.18	28.94	130	84.12	291.66	-482.45
25	255.67	62.57	505.59	78	409.02	396.61	17.55	131	78.60	283.13	-488.43
26	264.78	67.61	500.22	79	405.20	400.85	6.15	132	73.23	274.41	-494.21
27	273.70	72.81	494.66	80	401.17	404.88	-5.25	133	68.02	265.49	-499.79
28	282.44	78.17	488.89	81	396.95	408.72	-16.64	134	62.96	256.40	-505.17
29	290.98	83.67	482.94	82	392.54	412.34	-28.03	135	58.07	247.13	-510.35
30	299.33	89.32	476.78	83	387.94	415.76	-39.41	136	53.35	237.69	-515.32
31	307.47	95.11	470.44	84	383.15	418.95	-50.78	137	48.81	228.09	-520.09
32	315.40	101.03	463.91	85	378.19	421.92	-62.12	138	44.44	218.33	-524.65
33	323.12	107.08	457.19	86	373.05	424.66	-73.44	139	40.25	208.42	-529.00
34	330.62	113.25	450.30	87	367.76	427.17	-84.73	140	36.26	198.36	-533.14
35	337.89	119.53	443.22	88	362.30	429.45	-95.99	141	32.45	188.16	-537.07
36	344.94	125.91	435.96	89	356.70	431.48	-107.20	142	28.85	177.84	-540.78
37	351.76	132.40	428.53	90	350.94	433.27	-118.38	143	25.44	167.39	-544.27
38	358.33	138.98	420.93	91	345.05	434.82	-129.51	144	22.23	156.83	-547.55

39	364.67	145.65	413.16	92	339.03	436.12	-140.58	145	19.23	146.15	-550.61
40	370.77	152.41	405.22	93	332.88	437.16	-151.60	146	16.43	135.38	-553.45
41	376.62	159.23	397.12	94	326.61	437.95	-162.56	147	13.85	124.51	-556.06
42	382.21	166.12	388.87	95	320.24	438.48	-173.45	148	11.48	113.55	-558.46
43	387.56	173.07	380.45	96	313.75	438.75	-184.28	149	9.33	102.52	-560.63
44	392.65	180.08	371.89	97	307.18	438.76	-195.03	150	7.40	91.41	-562.57
45	397.48	187.12	363.18	98	300.51	438.50	-205.70	151	5.69	80.24	-564.30
46	402.05	194.21	354.32	99	293.76	437.98	-216.29	152	4.20	69.01	-565.79
47	406.35	201.33	345.32	100	286.93	437.19	-226.79	153	2.94	57.73	-567.06
48	410.40	208.47	336.18	101	280.04	436.13	-237.20	154	1.89	46.42	-568.10
49	414.17	215.62	326.91	102	273.09	434.81	-247.52	155	1.08	35.07	-568.92
50	417.68	222.79	317.50	103	266.08	433.21	-257.74	156	0.49	23.70	-569.51
51	420.92	229.95	307.97	104	259.03	431.34	-267.86	157	0.13	12.31	-569.87
52	423.89	237.11	298.32	105	251.94	429.21	-277.86	158	0.00	0.91	-570.00
53	426.59	244.25	288.55	106	244.82	426.80	-287.76	159	0.00	0.00	-570.00