

UNIVERSIDADE FEDERAL DE ITAJUBÁ

PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO
EM ENGENHARIA DE ENERGIA

**Análise do escoamento em uma turbina hidrocínética tipo
Darrieus-H dotada de anteparo à montante**

Christian Jair Martínez Urrutia

Defesa

Itajubá, novembro de 2021

UNIVERSIDADE FEDERAL DE ITAJUBÁ

PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO
EM ENGENHARIA DE ENERGIA

**Análise do escoamento em uma turbina hidrocínética tipo
Darrieus-H dotada de anteparo à montante**

Christian Jair Martínez Urrutia

Dissertação submetida ao Programa de Pós-Graduação em Engenharia de Energia como parte dos requisitos para a qualificação para a obtenção do Título de Mestre em Ciências em Engenharia de Energia.

Área de Concentração: **Dinâmica dos Fluidos e Máquinas de Fluxo.**

Orientador: Prof. Dr. **Geraldo Lúcio Tiago Filho**

Coorientador: Dr. **Antônio Carlos Barkett Botan**

Itajubá, novembro de 2021

Dedicatória

Dedico este trabalho a Deus, a meus pais, a meus irmãos, familiares, amigos e a todas as pessoas que sofreram com a pandemia.

Agradecimentos

Se soubessem que para mim esta é a parte mais complicada porque não gostaria de deixar por fora destas linhas a cada uma das pessoas que direta e indiretamente contribuíram para terminar este trabalho.

Embora, primeiro agradeço a Deus porque sem Sua presença nada poderia ter conseguido. Muito obrigado!

A meu orientador prof. Dr. Geraldo Lucio Tiago Filho, por sua liderança neste trabalho, por sua paciência e porque não me deu as costas em um momento muito difícil. Lhe agradeço porque mesmo sabendo dos meus problemas, usou sua experiência, conhecimentos e coragem para me ajudar.

Ao prof. Dr. Ramiro Gustavo Ramírez Camacho pela sua disposição, por me fornecer seus conhecimentos e motivação, pela sua dedicação ao trabalho e por sua valiosa amizade.

A meu coorientador Dr. Antônio Carlos Barkett Botan, por me ajudar mesmo sabendo do pouco tempo disponível. Também lhe agradeço pelas dicas e disposição.

A meus irmãos de luta York, Edwin e Nelson Diaz., porque sempre estiveram presentes para me oferecer sua amizade sincera, para me ensinar como deve agir um estrangeiro fora do seu país, e por me motivar nos meus estudos. Com muito carinho para Luísa Fernanda por ser essa força e apoio desde a distância e por sempre me escutar. A minha mãe brasileira Rita Helena, porque me ensinou falar português, porque me socorreu nos momentos difíceis e por me adoptar como seu filho. Também à Milene por sua amizade no pensionato.

Agradeço ainda à minha família, porque são minha grande motivação, porque são eles a razão de minha luta diária, por ensina-me a pensar conscienciosamente e com amor.

A meus amigos Nelson Calderón, Marcelo, Tania, Germán, Taís, Darwin, Eric e Daniel pelo apoio o carinho e sua amizade.

Aos professores Dra. Angie Espinosa e Dr. Diego Yepes por seu apoio na minha chegada ao Brasil, por me ajudar com meus problemas de saúde, e pela sua amizade.

A meus amigos e colegas do LHV, o CERPCH e o IRN da UNIFEI, por me fornecer seus conhecimentos e por me permitir usar os laboratórios.

Ao CNPq pela bolsa de estudos fornecida, e finalmente ao Brasil por ser grande em todo sentido.

*“Deus transforma as tragédias em coisas
maravilhosas”*

- Do filme “A Cabana” de Stuart Hazeldine

*“Yo pa’ vivir con miedo,
prefiero morir sonriendo con el recuerdo vivo”*

- Rubén Blades

Resumo

MARTÍNEZ URRUTIA, C. J. (2021), **Análise do escoamento em uma turbina hidrocínética tipo Darrieus-H dotada de anteparo à montante**. Itajubá, 118 p. Dissertação (Mestrado em Engenharia de Energia). Área de Concentração: Sistemas Energéticos – Instituto de Engenharia Mecânica. Universidade Federal de Itajubá.

Este trabalho avalia as análises locais do campo de escoamento (2D) em uma turbina hidrocínética de eixo vertical tipo Darrieus-H, por meio da dinâmica dos fluidos computacional (*CFD*, sigla em inglês), considerando a inserção de um anteparo à montante, com o objetivo melhorar a sua curva de desempenho. Este tipo de configuração é de fácil implementação em turbinas hidrocínéticas Darrieus-H existentes, permitindo acelerar e direcionar o escoamento sobre a pá de avanço, criando uma zona de baixa energia à montante da pá de retardo que, por sua vez, funciona como mecanismo de partida do sistema. Este trabalho está dividido em três partes. A primeira fornece um método de predição da curva de desempenho de rotores Darrieus com baixo custo computacional. A segunda parte avalia por meio de *CFD*, a turbina hidrocínética Darrieus-H projetada por Patel, Eldho, & Prabhu, (2019) em um escoamento livre, também na configuração com placa de bloqueio (também chamada de *anteparo*), de melhor desempenho analisada pelos supracitados autores, e com a adição de várias geometrias de anteparo sobre a pá de avanço com variação do ângulo inclinação. Por último, é projetada uma turbina com anteparo, semelhante à que obteve maior rendimento para dois pontos localizados sobre o rio San Juan no departamento do Chocó na Colômbia e é avaliada computacionalmente sob as condições do seu escoamento. Como resultado, as análises *CFD* demonstram que é possível aumentar a eficiência obtida com o rotor livre até em ~26% adicionado um anteparo de ângulo reto. No entanto, com crescimento da turbulência gerada pela aceleração de escoamento do rio San Juan e o aumento no tamanho do rotor com anteparo reto previsto para geração neste rio, o ganho no rendimento diminuiu, mostrando que com este tipo de configuração se reduz o ganho de eficiência em valores elevados de números de Reynolds.

Palavras-chaves: Turbina hidrocínética de eixo vertical, anteparo, coeficiente de interferência, coeficiente de potência, dinâmica de fluidos computacional, pá de retardo.

Abstract

MARTÍNEZ URRUTIA, C. J. (2021), **Flow analysis in a Darrieus-H-type hydrokinetic turbine equipped with an upstream blocking plate**. Itajubá, 118 p. Dissertation (Master in Energy Engineering). Concentration area: Energy systems – Institute of Mechanical Engineering, Federal University of Itajubá.

This work evaluates the local analyzes of the flow field (2D) in a Darrieus-H vertical axis hydrokinetic turbine, through computational fluid dynamics - CFD, considering the insertion of an upstream blocking plate, in order to improve its performance curve. This type of configuration is easy to implement in existing Darrieus-H hydrokinetic turbines, allowing to accelerate and to direct the flow over the advancing blade, creating a low energy zone upstream of the retarding blade which, in turn, works as a starting mechanism system. This work is divided into three parts. The first provides a method for predicting the performance curve of Darrieus runners with a low computational cost. The second part evaluates through CFD the Darrieus-H hydrokinetic turbine designed by Patel, Eldho, & Prabhu, (2019) in a free flow, also in the blocking plate configuration (also called *anteparo*) with the best performance analyzed by them, and with the addition of several geometries of blocking plates on the advancing blade with variation of the inclination angle. In third and last part of this work, a turbine with a blocking plate, like the developed one with the highest efficiency, is designed for two points located over the San Juan River in the department of Chocó in Colombia and is computationally evaluated under its flow conditions. As a result, CFD analyzes demonstrate that it is possible to increase the efficiency obtained with the free runner up to ~26% by adding a straight angle blocking plate. However, with the growth of turbulence generated by the flow acceleration of the San Juan River and the increase in the size of the runner with straight blocking plate predicted for generation in this river, the gain in efficiency decreased, showing that in this type of configuration the efficiency gain for high Reynolds number is reduced.

Keywords: Vertical axis hydrokinetic turbine, blocking plate, interference coefficient, power coefficient, computational fluid dynamics, retarding blade.

Lista de Figuras

| | |
|--|----|
| Figura 1.1 – Mapa de dados de cobertura elétrica e vazão dos rios do Chocó..... | 4 |
| Figura 1.2 – Fluxograma da metodologia de pesquisa. | 13 |
| Figura 2.1 – Turbinas hidrocínéticas e sistemas alternativos. | 15 |
| Figura 2.2 – Turbinas hidrocínéticas da Universidade de Brasília..... | 17 |
| Figura 2.3 – Turbina Acuavatio..... | 18 |
| Figura 2.4 – Duto de aumento. | 22 |
| Figura 2.5 – Configuração do elemento de bloqueio na THD-H de Patel <i>et al</i> (2019)..... | 24 |
| Figura 3.1 – escoamento através de uma turbina de eixo horizontal ideal | 26 |
| Figura 3.2 – escoamento através de uma turbina de eixo vertical ideal. | 27 |
| Figura 3.3 – Turbina Darrieus-H | 30 |
| Figura 3.4 – C_P vs. λ (TSR) para vários tipos de turbinas | 31 |
| Figura 3.5 – Velocidades sobre a seção transversal do hidrofólio. | 34 |
| Figura 3.6 – Componentes das forças aparentes sobre a seção transversal do hidrofólio..... | 34 |
| Figura 3.7 – Componentes das velocidades em função do ângulo de passo. | 37 |
| Figura 4.1 – Regimes de turbulência | 41 |
| Figura 4.2 – Cascata de energia..... | 42 |
| Figura 4.3 – Malha com problemas de aspecto e de ângulo de distorção | 45 |
| Figura 4.4 – Malha de um perfil aerodinâmico gerado no ICEM-CFD®. | 46 |
| Figura 5.1 – Diagrama metodológico da solução do ANBIG usando MATLAB® | 47 |
| Figura 5.2 – Turbina de Patel <i>et al.</i> (2019), e anteparo proposto | 49 |
| Figura 5.3 – Rotor de Patel <i>et al.</i> (2019) com variação do ângulo de anteparo proposto | 50 |
| Figura 5.4 – Anteparos propostos..... | 50 |
| Figura 5.5 – Malha nos quatro domínios feitos em ICEM-CFD®..... | 51 |
| Figura 5.6 – Gráfica de Momento médio vs. <i>Flow Time</i> | 52 |
| Figura 5.7 – Domínio de controle utilizado..... | 53 |
| Figura 5.8 – Curva experimental obtida por Patel <i>et al.</i> (2019)), para a turbina livre | 54 |
| Figura 6.1 – Comparação entre o ANBIG e o método de Martínez (2013) | 58 |
| Figura 6.2 – Curvas de C_P vs. λ do experimento, do CFD, e do DMS..... | 59 |
| Figura 6.3 – Comparação entre o ANBIG e o estudo DMS de Santibáñez (2015) | 60 |
| Figura 6.4 – Comparação entre o ANBIG e o estudo CFD de Santibáñez (2015)..... | 61 |
| Figura 6.5 – Comparação entre o ANBIG e o estudo CFD de Gorle <i>et al.</i> (2016). | 62 |
| Figura 6.6 – Desempenho ideal de rotores Darrieus em função da solidez..... | 62 |
| Figura 6.7 – Comparação entre o ANBIG e o ensaio experimental de Gorle <i>et al.</i> (2016) | 63 |

| | |
|---|----|
| Figura 6.8 – Comparação entre o ANBIG e o teste experimental de Ashwill (1992)..... | 64 |
| Figura 6.9 – Comparação entre o ANBIG e o teste experimental de Patel <i>et al.</i> (2019). | 65 |
| Figura 6.10 – Variação do ângulo α com a rotação da turbina..... | 66 |
| Figura 6.11 – Curvas de desempenho para diferentes solidez em uma THD-H | 66 |
| Figura 6.12 – Curva de desempenho do CFD comparada à obtida por Patel <i>et al.</i> (2019) | 67 |
| Figura 6.13 – Curva de desempenho completa do rotor livre obtida com CFD..... | 68 |
| Figura 6.14 – Curvas de momento e potência para o rotor livre | 68 |
| Figura 6.15 – Contornos de pressão e velocidade sobre o rotor livre em λ | 69 |
| Figura 6.16 – Malha do rotor com o anteparo a 0° | 69 |
| Figura 6.17 – Curvas C_p do CFD e de Patel <i>et al.</i> (2019) com anteparo a 0° | 70 |
| Figura 6.18 – Curvas de momento e potência para o rotor com anteparo a 0° | 70 |
| Figura 6.19 – Contornos de pressão e velocidade sobre o rotor com anteparo a 0 em λ | 71 |
| Figura 6.20 – Intensidade de turbulência (%) em λ | 71 |
| Figura 6.21 – Malha do rotor com diferentes anteparos inclinados | 72 |
| Figura 6.22 – Curvas de desempenho para todas as configurações..... | 72 |
| Figura 6.23 – Curvas M vs. Ω para todas as configurações | 73 |
| Figura 6.24 – Curvas P vs. n para todas as configurações | 73 |
| Figura 6.25 – Contornos de pressão para as configurações com anteparos inclinados..... | 74 |
| Figura 6.26 – Contornos de velocidade para as configurações com anteparos inclinados..... | 74 |
| Figura 6.27 – Turbulência (%) para as configurações com anteparos inclinados | 75 |
| Figura 7.1 – Estações hidrométricas de El Salado e Peñitas sobre o rio San Juan..... | 77 |
| Figura 7.2 – Desempenho da THD-H de El Salado livre e com anteparo de ângulo reto..... | 79 |
| Figura 7.3 – Momento e Potência da THD-H de El Salado | 80 |
| Figura 7.4 – Contornos de velocidade THD-H de El Salado | 80 |
| Figura 7.5 – Intensidade de turbulência (%) da THD-H de El Salado | 81 |
| Figura 7.6 – Desempenho da THD-H de Peñitas livre e com anteparo de ângulo reto..... | 82 |
| Figura 7.7 – Momento e Potência da THD-H de Peñitas | 82 |
| Figura 7.8 – Contornos de velocidade THD-H de Peñitas | 83 |
| Figura 7.9 – Intensidade de turbulência (%) da THD-H de Peñitas | 84 |
| Figura 8.1 – Linha de tendência da eficiência das THD-H com anteparo a 90° | 88 |
| Figura 8.2 – Comparação entre estados pseudo-transitórios | 89 |

Lista de Tabelas

| | |
|--|----|
| Tabela 1.1 – Potencial hidrenergético do Chocó em função da distância de captação | 6 |
| Tabela 1.2 – Classificação das centrais hidrelétricas enquanto a sua potência P (kW) | 6 |
| Tabela 5.1 – Dimensões da turbina de Patel <i>et al.</i> (2019)..... | 49 |
| Tabela 5.2 – Dados de entrada para o experimento de Patel <i>et al.</i> (2019) | 52 |
| Tabela 5.3 – Resultados da análise de independência de malha | 53 |
| Tabela 5.4 – Fatores dimensionais | 56 |
| Tabela 6.1 – Dados de entrada de Martínez (2013) para sua metodologia. | 57 |
| Tabela 6.2 – Dados de entrada de Santibáñez (2015), para o DMS e o CFD | 59 |
| Tabela 6.3 – Dados de entrada de Gorle <i>et al.</i> (2016), para o CFD e o experimento..... | 61 |
| Tabela 6.4 – Dados de entrada do Ashwill, (1992), para turbina eólica Darrieus..... | 64 |
| Tabela 6.5 – Grandezas obtidas com CFD para todas as configurações de THD-H..... | 75 |
| Tabela 7.1 – Médias líquidas da estação El Salado..... | 78 |
| Tabela 7.2 – Dimensões da THD-H de El Salado | 79 |
| Tabela 7.3 – Grandezas obtidas com CFD para configurações de El Salado..... | 81 |
| Tabela 7.4 – Médias líquidas da estação Peñitas..... | 81 |
| Tabela 7.5 – Dimensões da THD-H de Peñitas | 82 |
| Tabela 7.6 – Grandezas obtidas com CFD para configurações de Peñitas..... | 84 |

Lista de símbolos

Letras latinas

| Símbolo | Descrição | Unidade |
|----------------|---|--------------------------|
| a | <i>Coefficiente de interferência, fator de indução</i> | <i>(adimensional)</i> |
| a' | <i>Fator de correção do coeficiente de interferência</i> | <i>(adimensional)</i> |
| A | <i>Área da pá</i> | <i>(m²)</i> |
| b | <i>Coefficiente de interferência no segundo disco atuador</i> | <i>(adimensional)</i> |
| c | <i>Corda do perfil</i> | <i>(m)</i> |
| C_d | <i>Coefficiente de arrasto</i> | <i>(adimensional)</i> |
| C_l | <i>Coefficiente de sustentação</i> | <i>(adimensional)</i> |
| C_m | <i>Coefficiente de momento fluidodinâmico</i> | <i>(adimensional)</i> |
| C_r | <i>Coefficiente radial</i> | <i>(adimensional)</i> |
| C_P | <i>Coefficiente de potência no eixo de saída do rotor</i> | <i>(adimensional)</i> |
| C_t | <i>Coefficiente tangencial</i> | <i>(adimensional)</i> |
| d | <i>Distância da placa de bloqueio</i> | <i>(m)</i> |
| D | <i>Diâmetro do rotor</i> | <i>(m)</i> |
| E_c | <i>Energia cinética</i> | <i>(J)</i> |
| F | <i>Força resultante</i> | <i>(N)</i> |
| F_a | <i>Força axial</i> | <i>(N)</i> |
| \dot{F}_a | <i>Força puramente axial meia</i> | <i>(N)</i> |
| F_d | <i>Força de arrasto</i> | <i>(N)</i> |
| F_l | <i>Força de sustentação</i> | <i>(N)</i> |
| F_r | <i>Força radial</i> | <i>(N)</i> |
| F_t | <i>Força tangencial</i> | <i>(N)</i> |
| g | <i>Aceleração da gravidade</i> | <i>(m/s²)</i> |
| H | <i>Altura hidráulica, tipo de rotor</i> | <i>(m)</i> |
| k | <i>Energia cinética instantânea</i> | <i>(J)</i> |
| l | <i>Comprimento da pá</i> | <i>(m)</i> |
| \dot{m} | <i>Fluxo mássico</i> | <i>(kg/s)</i> |
| M | <i>Momento</i> | <i>(Nm)</i> |
| M_t | <i>Momento induzido total</i> | <i>(Nm)</i> |
| n | <i>Velocidade de rotação em rpm</i> | <i>(rpm)</i> |
| P | <i>Potência</i> | <i>(W)</i> |
| P_e | <i>Potência no eixo de saída sem perdas</i> | <i>(W)</i> |
| P_h | <i>Potencial hidronegético ou Potência hidráulica</i> | <i>(W)</i> |
| Q | <i>Vazão</i> | <i>(m³/s)</i> |
| Q_{95} | <i>Vazão mínima permanente</i> | <i>(m³/s)</i> |
| r | <i>Raio local</i> | <i>(m)</i> |
| R | <i>Raio do rotor</i> | <i>(m)</i> |
| Re | <i>Número de Reynolds</i> | <i>(adimensional)</i> |
| U | <i>Velocidade tangencial</i> | <i>(m/s)</i> |

| | | |
|-------|--|----------------|
| S | Área varrida pelo rotor | (m^2) |
| S_m | Seção do fluxo após o primeiro disco atuador | (m^2) |
| TSR | Coefficiente de velocidade de ponta | (adimensional) |
| V | Velocidade local ou velocidade de escoamento | (m/s) |
| V_e | Velocidade meia do escoamento | (m/s) |
| V_m | Velocidade após o primeiro disco atuador | (m/s) |
| V' | Velocidade sobre o primeiro disco atuador | (m/s) |
| V'' | Velocidade sobre o segundo disco atuador | (m/s) |
| X_c | Longitude de captação | (km) |
| W | Velocidade relativa | (m/s) |
| y | Distância da parede | (m) |
| y^+ | Distância da parede adimensional | (adimensional) |
| z | Número de pás | (adimensional) |

Letras gregas

| Símbolo | Descrição | Unidade |
|----------------|--|----------------|
| α | Ângulo de ataque | ($^\circ$) |
| β | Ângulo de passo | ($^\circ$) |
| γ | Peso específico d'água | (m^3/kg) |
| η | Eficiência do sistema | (adimensional) |
| θ | Ângulo azimutal ou ângulo de anteparo | ($^\circ$) |
| λ | Coefficiente de velocidade de ponta | (adimensional) |
| λ' | Coefficiente de velocidade de ponta local | (adimensional) |
| μ | Viscosidade dinâmica | (cP) |
| ν | Viscosidade cinemática | (m^2/s) |
| π | Número Pi | (adimensional) |
| ρ | Massa específica, densidade do fluido | (kg/m^3) |
| σ | Solidez | (adimensional) |
| τ | Tensão de um elemento fluido | (Pa) |
| ω | Frequência de passagem de grandes estruturas turbulentas | ($1/s$) |
| ω' | Velocidade rotacional induzida | (rad/s) |
| Ω | Velocidade radial | (rad/s) |
| Δ | Diferencial | (adimensional) |

Subscritos

| Símbolo | Descrição |
|----------------|-------------------------|
| 1 | Entrada ou inicial |
| 2 | Saída ou final |
| i | Direção |
| j | Face normal ao eixo i |
| m | Médio |
| $máx.$ | Máximo |

Lista de abreviaturas e siglas

| Sigla | Descrição |
|----------------|--|
| <i>ANBIG</i> | <i>Algoritmo Numérico Baseado na Integral de Glauert</i> |
| <i>APHC</i> | <i>Atlas Potencial Hidroenergético de Colômbia</i> |
| <i>BEM</i> | <i>Blade Element Method</i> |
| <i>CERPCH</i> | <i>Centro Nacional de Referência em Pequenas Centrais Hidrelétricas</i> |
| <i>CAD</i> | <i>Computer Aided Design</i> |
| <i>CFD</i> | <i>Computacional Fluid Dynamics</i> |
| <i>CNPq</i> | <i>Conselho Nacional de Desenvolvimento Científico e Tecnológico</i> |
| <i>DANE</i> | <i>Departamento Administrativo Nacional de Estadística</i> |
| <i>DES</i> | <i>Detached Eddy Simulation</i> |
| <i>DMS</i> | <i>Double-Multiple Streamtube</i> |
| <i>HAWT</i> | <i>Horizontal Axis Water Turbine</i> |
| <i>IPSE</i> | <i>Instituto de Planificación y Promoción de Soluciones Energéticas para ZNI</i> |
| <i>IDEAM</i> | <i>Instituto de Hidrología, Meteorología y Estudios Ambientales de Colombia</i> |
| <i>IRN</i> | <i>Instituto de Recursos Naturais da UNIFEI</i> |
| <i>LHV</i> | <i>Laboratório Hidrodinâmica Virtual</i> |
| <i>MATLAB</i> | <i>Matrix Laboratory</i> |
| <i>NACA</i> | <i>National Advisory Committee for Aeronautics P&D</i> |
| <i>NBI</i> | <i>Necessidades Básicas Insatisfeitas</i> |
| <i>PHC</i> | <i>Pequena Central Hidrelétrica</i> |
| <i>RANS</i> | <i>Reynolds Averaged Navier–Stokes</i> |
| <i>SIEL</i> | <i>Sistema de Información Eléctrico Colombiano</i> |
| <i>SIGIPSE</i> | <i>Sistema de Información Geográfico del IPSE</i> |
| <i>SIN</i> | <i>Sistema de Interconexión Nacional</i> |
| <i>SST</i> | <i>Shear Stress Transport</i> |
| <i>THD-H</i> | <i>Turbina Hidrocinética Tipo Darrieus-H</i> |
| <i>UnB</i> | <i>Universidade de Brasília</i> |
| <i>UNIFEI</i> | <i>Universidade Federal de Itajubá</i> |
| <i>UPME</i> | <i>Unidad de Planificación Minero Energética Colombiana</i> |
| <i>VAWT</i> | <i>Vertical Axis Water Turbine</i> |
| <i>ZNI</i> | <i>Zonas Não Interconectadas</i> |

Conteúdo

| | |
|---|----|
| Capítulo 1: Introdução | 1 |
| 1.1 Panorama hidrelétrico das Zonas Não Interconectadas na Colômbia. | 2 |
| 1.1.1 Cobertura elétrica no departamento de Chocó. | 3 |
| 1.1.2 Potencial hidroenergético de Chocó. | 5 |
| 1.2 Motivação..... | 7 |
| 1.2.1 Vantagens das turbinas hidrocínéticas de eixo vertical..... | 7 |
| 1.3 Objetivos gerais e específicos | 9 |
| 1.4 Estrutura do trabalho | 10 |
| 1.5 Materiais e métodos | 11 |
| 1.5.1 Metodologia | 11 |
| Capítulo 2: Estado-da-arte e revisão bibliográfica das turbinas hidrocínéticas..... | 14 |
| 2.1 Considerações gerais. | 14 |
| 2.1.1 Turbinas hidrocínéticas. | 14 |
| 2.2 Estado da arte das turbinas hidrocínéticas na América Latina. | 16 |
| 2.2.1 Modelos implementados na Colômbia. | 18 |
| 2.3 Revisão bibliográfica..... | 19 |
| 2.3.1 Métodos de predição preliminar de desempenhos em rotores Darrieus-H. | 19 |
| 2.3.2 Análises de turbinas hidrocínéticas verticais com CFD..... | 21 |
| 2.3.3 Dutos de aumento..... | 22 |
| Capítulo 3: Conceitos básicos de hidrodinâmica em rotores Darrieus-H..... | 25 |
| 3.1 Limite de Betz | 25 |
| 3.2 Teorema de Betz para turbinas de eixo vertical | 27 |
| 3.3 Princípio de operação do rotor Darrieus-H. | 29 |
| 3.4 Teoria para estimação preliminar do desempenho de rotores Darrieus. | 33 |
| 3.4.1 Coeficiente de interferência | 36 |

| | | |
|--|---|----|
| 3.4.2 | Coeficiente de potência | 37 |
| Capítulo 4: Dinâmica de fluidos computacional | | 40 |
| 4.1 | Conservação da massa..... | 40 |
| 4.2 | Conservação da quantidade de movimento em sistemas inerciais e não inerciais..... | 40 |
| 4.3 | Turbulência..... | 41 |
| 4.4 | Modelos de turbulência | 42 |
| 4.4.1 | Modelo k- ω SST..... | 43 |
| 4.5 | Malha computacional | 44 |
| 4.5.1 | Tipos de malha | 45 |
| Capítulo 5: Projeto de turbina hidrocínética Darrieus-H de eixo vertical | | 47 |
| 5.1 | Algoritmo Numérico Baseado na Integral de Glauert - ANBIG..... | 47 |
| 5.1.1 | Fases para a solução do algoritmo ANBIG | 48 |
| 5.2 | Variação da inclinação dos anteparos | 49 |
| 5.2.1 | Configuração dos anteparos. | 50 |
| 5.3 | Independência de malha | 51 |
| 5.4 | Configuração das análises computacionais | 53 |
| 5.4.1 | Processo de simulação..... | 53 |
| 5.4.2 | Iterações por simulação | 54 |
| 5.5 | Análise dimensional | 55 |
| Capítulo 6: Resultados..... | | 57 |
| 6.1 | Validação do ANBIG | 57 |
| 6.1.1 | Comparação de outros métodos de avaliação preliminar..... | 57 |
| 6.1.2 | Comparação com análises CFD | 60 |
| 6.1.3 | Validação com ensaios experimentais..... | 63 |
| 6.2 | Simulações em software CFD | 67 |
| 6.2.1 | Desempenho do rotor livre | 67 |

| | | |
|--|---|----|
| 6.2.2 | Análise do rotor com anteparo a 0° | 69 |
| 6.2.3 | Comportamento do rotor com anteparos inclinados | 71 |
| Capítulo 7: Estudo de caso | | 77 |
| 7.1 | Desempenho da THD-H na estação <i>El Salado</i> | 78 |
| 7.2 | Desempenho da THD-H na estação <i>Peñitas</i> | 81 |
| Capítulo 8: Conclusões e Recomendações | | 85 |
| 8.1 | Conclusões | 85 |
| 8.1.1 | Efetividade do ANBIG..... | 85 |
| 8.1.2 | Sobre estudo CFD | 86 |
| 8.1.3 | Com novas configurações de anteparo..... | 86 |
| 8.1.4 | Para as estações hidrométricas. | 87 |
| 8.2 | Recomendações..... | 88 |
| Apêndice A - Tabelas de Sheldahl & Klimas, (1981) para perfis serie NACA00XX | | 90 |
| Apêndice B – Resumo de médias líquidas do IDEAM. | | 96 |
| Referências | | 98 |

Capítulo 1: Introdução

A participação das energias renováveis no consumo mundial de energia apresentou seu maior crescimento na última década, passando de 8,7% a mais do 10,2%. Nesse período, a energia hidrelétrica não foi a fonte renovável que mais se expandiu, mas continua sendo a maior fonte de produção de eletricidade com aproximadamente 4,3 milhões de GWh, seguida da energia eólica com 1,3 milhões de GWh até 2017 (IEA, 2020).

Esta tendência na demanda de energias renováveis também é observada na América Latina, onde há diversos planejamentos de usinas hidrelétricas para ser realizados nas bacias dos rios Marañón (Peru), Ucayali (Equador), Napo (Equador), Madeira (Bolívia e Brasil), Putumayo (Colômbia), e outras mais, cujos afluentes alimentam a bacia amazônica (FINER & JENKINS, 2012). No caso de Colômbia, encontra-se em marcha a construção da hidrelétrica Hidroituango no município de Ituango sobre o rio Cauca, com a qual se esperava fornecer 2400 MW a partir de 2018 (VINASCO *et al.* 2014).

Entretanto, é importante destacar que a energia renovável não sempre pode se considerar limpa; de fato, alguns autores consideram as energias renováveis como limpas se estas produzem poucas emissões de gases efeito estufa - GEE (DUTTA, 2020), mas não consideram outros tipos de poluição (SOTO, 2020). Nesse sentido, mencionam-se como exemplo, a inundação de bosques, lixiviação, perdas de propriedades dos solos e afluentes, perdas das espécies nativas, (JUNK & MELLO, 1990), poluição auditiva, rejeitos radiativos (ZUCCHETTI *et al.* 2018), entre outros. Por exemplo, com a hidrelétrica *Coca Codo Sinclair*, no Equador, as represas de *Inambari*, *Mainique*, *Paquitzapango*, *Tambo 40* e *Tambo 60*, no marco do convênio energético entre o Peru e o Brasil (PALMA, 2017), as futuras represas *Angosto del Bala* e *Cachuela Esperanza* na Bolívia, a última sobre o rio Madeira em parceria com o Brasil (COSTA A.K.N., VIBIAN C.F., 2007), e na Colômbia, a represa de *Andaquí*, mostram que a conectividade, principalmente a fluvial, entre áreas protegidas, pode ser afetada por 60% das barragens, e o 36% delas causaria uma grande deflorestação devido à necessidade de construir estradas e pelos aceiros necessários à passagem das linhas de transmissão (FINER & JENKINS, 2012).

Outros estudos revelam que as hidrelétricas sul americanas aumentaram a acumulação dos níveis de compostos de mercúrio produzidos pela mineração dentro das barragens, nas quais a maioria dos peixes são contaminados com o metal pela exposição prolongada dentro das represas, e muitos são usados para consumo humano (PESTANA *et al.* 2019).

1.1 Panorama hidrelétrico das Zonas Não Interconectadas na Colômbia.

Com os dados estatísticos do *Sistema de Información Eléctrico Colombiano* – SIEL (SIEL, 2020), a *Unidad de Planeación Minero Energética Colombiana* – UPME (UPME, 2020), informa que a cobertura do fornecimento de energia elétrica à população colombiana foi atingida em aproximadamente 96,53% até o ano 2018, em que 11.181.754 de usuários estavam conectados ao *Sistema de Interconexión Nacional* – SIN; 207.653 estão em Zonas Não Interconectadas – ZNI; e 495.988 não contavam com a cobertura do serviço de energia elétrica (UPME, 2018). A UPME, em relação à ampliação das centrais hidrelétricas, informa que as alternativas de expansão para o período compreendido entre os anos 2021 e 2029, deverá contemplar a segunda etapa de Hidroituango (1200 MW), a instalação de 396,8 MW hidroelétricos nos departamentos de Antioquia e Tolima, e projeta o aumento da capacidade instalada de usinas menores: 796.6 MW ao final do período (UPME, 2016).

No entanto, o desenvolvimento do plano energético colombiano encontra-se atrasado por problemas na construção da primeira etapa da Central Hidrelétrica de Hidroituango, que apresenta grandes inconvenientes para sua finalização (SEMANA S.A., 2018). Por outro lado, em relação aos problemas de fornecimento de energia elétrica, a cobertura mencionada pela UPME nas ZNI, refere-se aos lugares onde é atingida a demanda de eletricidade, mas não trata da qualidade da mesma. Isto pode se explicar mediante os dados disponíveis no *Instituto de Planificación e Promoción de Soluciones Energéticas para ZNI* – IPSE (IPSE, 2020), em comparação o mapa de estatística da cobertura nas ZNI do 2015 (ALBARRACÍN, 2015).

Segundo o IPSE, o número total de zonas com serviço parcial de energia elétrica (até 24 horas/dia) é de 1450 e, o número de usuários alcança os 201.742 nas ZNI em 17 departamentos, onde 1092 têm o serviço de entre 3 e 6 horas/dia (RODRÍGUEZ, 2016). O maior atendimento de energia elétrica nas ZNI vem principalmente da interconexão com países vizinhos (51% vem desde Venezuela). A capacidade operacional do IPSE nas ZNI é de 215.568 kW. Enquanto a usinas a diesel, cuja capacidade pode variar de dezenas de kW a milhares de kW (44%), a operação total por departamento corresponde a San Andrés (68.736 kW), Chocó (32.783 kW), Nariño e Amazonas, que representam o 69,5% e o restante de 31,95% corresponde a outros lugares. O restante da geração é oriunda de fontes renováveis, como sistemas fotovoltaicos e aerogeradores (4%), e de hidroelétricas, em 1% (RODRÍGUEZ, 2016)

1.1.1 Cobertura elétrica no departamento de Chocó.

O departamento de Chocó, está situado no Noroeste de Colômbia, caracterizado por ser uma região de densa mata tropical. Limita ao Norte com a República de Panamá compartilhando a floresta do Darién, limitando também, com o mar Caribe. Ao Leste, é limítrofe com os departamentos de Antioquia, Risaralda e Valle del Cauca; ao Sul de novo com o departamento do Valle del Cauca, ao Oeste com o Oceano Pacífico.

Chocó tem uma alta porcentagem de Necessidades Básicas Insatisfeitas - NBI (FERES & MANCERO, 2001), valor que está muito acima da média nacional segundo os valores do *Departamento Administrativo Nacional de Estadística – DANE* (DANE, 2020), Tais valores revelam que este departamento possui um percentual de 65,4% de pessoas com NBI, e destas 20,22% estão em situação de miséria. As componentes dos dados do NBI na zona são: habitações inadequadas em 8,52%, serviços públicos inadequados em 57,42%, superlotação crítica em 12,71%, desassistência de crianças à escola em 4,54% e alta dependência econômica em 10,86%. Nestes indicadores, é considerado pobre quem careça de um dos indicadores, e em situação de miséria quem tenha dois ou mais (DANE, 2018).

A Figura 1.1a, mostra a cobertura parcial no departamento. Principalmente nas capitais municipais marcadas em rosa, a eletricidade é fornecida pelo SIN (DISPAC, 2020); em verde são apresentadas as zonas cujo atendimento vem de outros departamentos mas não estão integrados à SIN; em amarelo, aparece o único município com atendimento próprio, mediante à Central Diesel de Bahia Solano (1,6 MW), que alimenta a capital municipal, Puerto Mutis e, a Central Hidroelétrica Mutatá (1875 kW) que abastece as povoações de Huina, Mecana e Huaca e três reservas indígenas no Parque Nacional de Utría (TOMEI *et al.* 2020). Nas partes em branco, a geração é descentralizada ou não existe cobertura (GENSA S.A. E.S.P, 2017).

Entre os municípios de Chocó com geração isolada, e incluso naqueles registrados no SIN, existem 307 povoados que pertencem às ZNI e, representam 21,2% do total no país (ASPRILLA *et al.* 2018), e entre estas comunidades constam ainda 6413 lares sem serviço de eletricidade (RODRÍGUEZ, 2016). A geração elétrica nas ZNI no Chocó é oriunda sobretudo de usinas isoladas a Diesel, que a exemplo, dos municípios de Litoral do San Juan, Nóvita, Médio San Juan e Sipí (vide Figura 1.1a), atualmente correspondem a 202 unidades com capacidades entre 15 e 300 kW, com capacidade para fornecer entre 120 e 150 horas/mês.¹

¹ Usinas isoladas Diesel no departamento Chocó registradas no IPSE. Comunicado informal. Junho 22 de 2020.

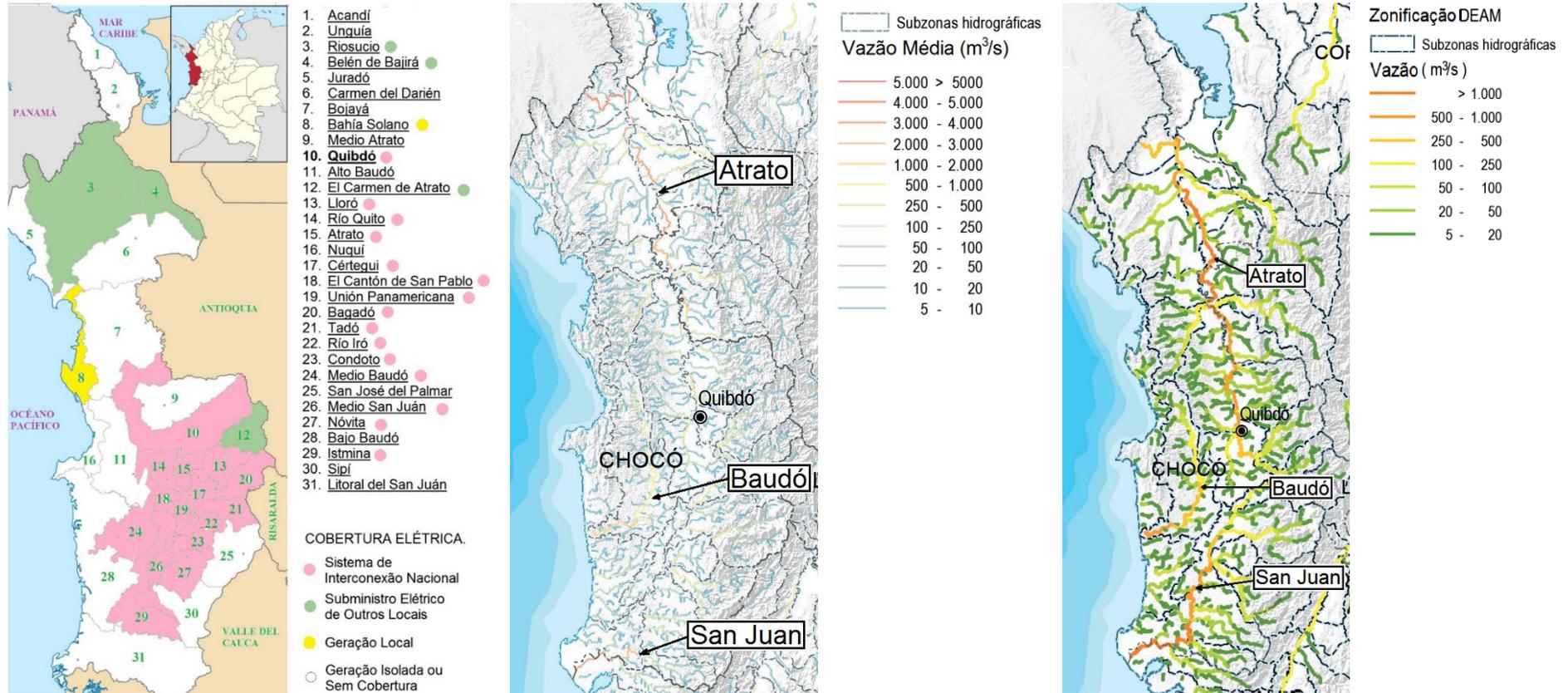


Figura 1.1 – Mapa de dados de cobertura de energia elétrica e vazão dos rios do Chocó: a) Cobertura Elétrica no Chocó (DISPAC, 2020). Adaptado de Wikipedia, (2020) (esquerda); b) Vazão média anual dos rios de Chocó. Adaptado do APHC 2015 (UPME *et al.* 2015) (centro); e c) Vazão com probabilidade de exceder o Q95. Adaptado do APHC 2015 (UPME *et al.* 2015) (direita).

Em contraste com a baixa cobertura elétrica na região, o Chocó conta com alto potencial hidroenergético devido às suas duas costas nos oceanos Pacífico e Atlântico, além de contar com a maior quantidade de rios por área (em km²) no país.

1.1.2 Potencial hidroenergético de Chocó.

O potencial hidroenergético refere-se ao potencial que tem um afluente para a implantação de hidrelétricas. Este potencial é medido em função da vazão e da queda hidráulica, sendo estas as variáveis que determinam a disponibilidade de energia no lugar selecionado para o aproveitamento hidrelétrico (UPME *et al.* 2015). Este potencial de geração elétrica no departamento de Chocó é apresentado no *Atlas del Potencial Hidroenergético de Colombia - APHC 2015* (UPME *et al.* 2015), que fornece um compendio de dados sobre a hidrografia da região.

O mapa de vazão média anual da Figura 1.1b, exhibe como os três rios principais do departamento enquanto extensão e influência da bacia hidrográfica (os rios Atrato, San Juan e Baudó), atingem valores de superiores a 3000 m³/s em diferentes pontos dos seus cursos.

Para determinar o potencial hidroenergético ou hidráulico, P_h , aproximado de um rio, deve-se notar que, Q , para o cálculo, é a vazão disponível no período das secas, já que é o único fluxo volumétrico constante na maior parte do tempo sem ter reservatório, de forma que, sempre é possível contar com esse escoamento sem importar a época do ano. No APHC 2015, para estimar, P_h , é usada uma vazão mínima permanente, Q_{95} , em concordância com a legislação colombiana, que se refere ao 95% do tempo que é possível manter a mesma vazante ou que esta seja superada. Neste sentido, a Q_{95} , sempre será menor que a vazão média (UPME *et al.* 2015). A Figura 1.1c indica os afluentes com maior probabilidade de exceder a Q_{95} e o quão este valor pode ser ultrapassado. Logo, para o cálculo do potencial hidroenergético, é usada na Equação 1.1:

$$P_h = \gamma \cdot Q \cdot \Delta H \cdot \eta \quad (1.1)$$

Onde, γ é peso específico da água; Q é a vazão; ΔH é a queda hidráulica e, η é a eficiência do sistema. A Tabela 1.1 mostra os valores calculados dos maiores potenciais hidroenergéticos das zonas hidrográficas do Chocó (rios principais e alguns dos afluentes que os alimentam). A distância de captação X_c , refere-se à distância tomada para medir a queda hidráulica, que vai desde ponto de captação até a turbina.

Tabela 1.1 – Potencial hidroenergético do Chocó em função da distância de captação.

| Zonas hidrográficas | Potencial hidroenergético (kW) | | |
|--|--------------------------------|-----------|-----------|
| | Xc = 0,2 km | Xc = 1 km | Xc = 2 km |
| Do rio Atrato entre os rios Bebaramá e Murri | 179.324 | 271.601 | 310.556 |
| Rio Murindó para a foz no rio Atrato | 242.595 | 280.538 | |
| Rio Atrato (alto) | | | 105.093 |
| Rio Cacarica | 113.941 | 156.339 | 304.226 |
| Rio Andágueda | 30.642 | 34.205 | 51.524 |
| Do rio Atrato entre os rios Quito e Bojayá | | 254.366 | 220.223 |
| Rio Sucio | 413.632 | | |
| Rio San Juan (meio) | 96.825 | 128.473 | 141.996 |
| Rio San Juan (alto) | | | 111.722 |
| Rios Calima e San Juan (baixo) | 296.028 | 296.028 | |
| Rio Capoma e outros para a foz no rio San Juan | | 274.933 | |
| Rio Baudó | 148.888 | | |

Fonte: UPME *et al.* (2015)

As potências estimadas na Tabela 1.1 foram consideradas para os rios de maior vazão no Chocó, mostrando que estes têm características ideais para ser usados na geração por meio de Pico, Micro e Minicentraís hidrelétricas segundo a classificação mostrada na Tabela 1.2. Estas centrais podem funcionar com turbinas hidrocínéticas, aproveitando as velocidades dos escoamentos livres para gerar eletricidade, sem precisar de obras civis robustas (RIGLIN *et al.* 2016). Alguns fabricantes de sistemas hidrocínéticos como Hidrotor®, (2019), Hydroquest®, (2020), Smart Hydro Power®, (2020), e Turbulent Hydro®, (2020), têm diversos modelos dos quais alguns podem atingir até 100kW de potência, pelo que é razoável afirmar que o potencial hidroenergético de Chocó é adequado para gerar eletricidade a partir de turbinas hidrocínéticas.

Tabela 1.2 – Classificação das hidrelétricas enquanto a sua potência P (kW).

| | |
|------------------------|--|
| Picocentraís | $0,5 \text{ kW} \leq P \leq 5 \text{ kW}$ |
| Microcentrais | $5 \text{ kW} \leq P \leq 50 \text{ kW}$ |
| Minicentraís | $50 \text{ kW} \leq P \leq 500 \text{ kW}$ |
| Hidrelétricas | $500 \text{ kW} \leq P \leq 20.000 \text{ kW}$ |
| Centrais hidrelétricas | $P \geq 20.000 \text{ kW}$ |

Adaptada da UPME *et al.*(2015).

1.2 Motivação

As quatro e seis horas de período de cobertura de energia elétrica na maior parte das ZNI, dificultam a redução do índice NBI no departamento de Chocó, principalmente referente aos serviços públicos, sendo que estes representam a porcentagem mais preponderante desta problemática. Garantir atendimento médico, educação de qualidade e trabalhos com tecnologias adequadas sem os recursos elétricos necessários, é uma tarefa complexa.

Embora o governo colombiano proponha soluções e procura alternativas novas para resolver estas problemáticas, deve-se reconsiderar o uso de grupos geradores a diesel para cobrir a demanda de eletricidade nas ZNI. Isto, pois mesmo que em muitos lugares exista este tipo de geradores, existem situações a serem consideradas. São situações como: o custo do combustível na região, longos trajetos (de 7 ou mais horas) para levá-lo por via marítima e fluvial desde o porto de Buenaventura no departamento do Vale de Cauca, assim como, o perigo que representa transportá-lo em embarcações inadequadas, (DIAZ & LIBERATO, 2019; TOMEI *et al.* 2020), não permitam que as comunidades possam utilizar os grupos geradores por tempos mais prolongados.

Por outro lado, deve se considerar que os rios no departamento de Chocó na Colômbia, exibem boas propriedades para a geração de energia elétrica por meio de turbinas hidrocínéticas, que podem atingir potências de até pouco mais de 400 kW segundo o exposto na Tabela 1.1.

Entre os benefícios destas tecnologias, destaca-se a capacidade para garantir a cobertura deste serviço em muitas comunidades (até por 24 horas quando não há grandes variações de vazão). Além disso podem ser mencionadas as seguintes vantagens: evitam as emissões de GEE na sua operação, não proporcionam a retenção de sedimentos e não obstruem a passagem dos peixes e de outros animais próprios do ecossistema, não provocam a inundação de bosques e nem a deflorestação. Desta forma, considerando que a maioria dos povoados estão localizados nas beiras dos rios e mares do departamento ou perto delas, as turbinas hidrocínéticas podem se converter na fonte principal de geração nas ZNI, e permitir o acesso aos 6413 lares ainda sem eletricidade.

1.2.1 Vantagens das turbinas hidrocínéticas de eixo vertical

Às baixas declividades típicas nos rios da região, e o escoamento de baixas velocidades, são condições que permitem a exploração energética com turbinas

hidrocinéticas. Referente a esta tecnologia, a pesquisa tem-se focado principalmente, nas turbinas hidrocinéticas de eixo horizontal (*HAWT - Horizontal Axis Water Turbine*), devido a sua alta eficiência, representada na maior potência por unidade de área varrida que desenvolvem. Em outras palavras, têm maior capacidade de produção de energia do que outras turbinas de escoamento livre (TONG, 2010). Entretanto, estas características parecem estar mais associadas às turbinas eólicas, mas se tratando de hidrocinética, no campo da exploração de energia das correntes hidráulicas, ainda é muito cedo para concluir que este tipo de turbina apresenta melhor desempenho (CHEN, SU, VIOLA, & GREATER, 2018).

Por exemplo, no caso das turbinas hidrocinéticas de eixo vertical (*VAWT - Vertical Axis Water Turbine*), existem características que podem se tornar qualidades significativas no momento de selecionar o tipo de turbina mais adequado. Mencionam-se nesse sentido, características como, não necessitar de um mecanismo de orientação ao receber o escoamento em qualquer direção, permitir extrair o gerador, a caixa de velocidades e outros mecanismos fora da água e, em consequência, a simplificação na construção e a redução dos custos do sistema (TONG, 2010).

Em relação às vantagens as *VAWT* sobre as *HAWT*, deve-se considerar que quando as *HAWT* giram muito acima dos valores de rotações permitidos, geralmente usam sistemas de regulação ativa (*pitch control*), para variar o ângulo de ataque das pás e criar controle do estol. Também, podem ter dispositivos de mudança de orientação do rotor (*yaw control*), ou freios mecânicos instalados no eixo de rotação, aumentando os custos de instalação e manutenção (TONG, 2010). Embora sempre seja recomendável ter um freio magnético ou um sistema de parada de emergência, nas *VAWT*, o escoamento que abrange a pá no sentido contracorrente (denominada como pá de retardo), resulta na diminuição da potência na saída do eixo de rotação. Como consequência cria-se um efeito de frenagem que controla a velocidade de giro e, desta forma, estes rotores dispensam de alguns mecanismos regulação.

Por outro lado, as turbinas verticais de reação têm uma rotação estável na faixa de coeficiente de velocidade de ponta baixas, e a força de arrasto nesta faixa é constante. Embora, se essa taxa aumenta, o par motor positivo diminui, gerando conseqüentemente quedas de potência e baixas eficiências comparadas com as *HAWT*. Mesmo assim, esta situação pode ser uma vantagem, sendo que o rotor não vai rotacionar com velocidade angular excessiva suficiente para apresentar danos estruturais e, no caso que o rotor ultrapasse as revoluções permitidas pelo gerador, só é necessário desligar um do outro (ROSATO, 2019).

Outros problemas relacionados principalmente às turbinas eólicas verticais, por exemplo, as potências menores, os pares motores baixos, a taxa de velocidades de ponta reduzida e em consequência a sensibilidade às variações de velocidade, podem não necessariamente estar associados às turbinas hidrocínéticas verticais; porém, as baixas potências geradas em comparação a outros sistemas de geração

Para tentar superar essas condições adversas, este trabalho visa a melhorar o desempenho das turbinas hidrocínéticas tipo Darrieus-H: “THD-H”, projetando um anteparo para o desvio do escoamento incidente, que posicionado a montante da pá de retardo, minimize o impacto do escoamento sobre a mesma. Por outro lado, espera-se que o bloqueio acelere o escoamento que incida na pá de avanço. Isto implica que a adequada pré-seleção da turbina a ser estudada, e sua respectiva validação por meio de uma análise dinâmica de fluidos computacional.

Finalmente, é esperado que o anteparo para o desvio seja de fácil fabricação, e que junto com as vantagens próprias das VAWT, permita a estas serem tão atrativas ou ainda mais que as HAWT, oferecendo uma alternativa adicional de geração para comunidades isoladas nas beiras dos rios, como muitas no departamento do Chocó.

1.3 Objetivos gerais e específicos

As situações expostas mostram que as turbinas hidrocínéticas podem ser uma alternativa para atender à demanda de eletricidade das comunidades ribeirinhas, em particular, do departamento do Chocó, na região do Darién, na Colômbia.

Por esse motivo, o presente trabalho tem como objetivo geral desenvolver uma metodologia de projeto hidrodinâmico para uma turbina hidrocínética Darrieus-H – THD-H incluindo um anteparo para o desvio que propicie ganhos de desempenho. Para isto, propõem-se os seguintes objetivos específicos:

- 1) Desenvolver uma metodologia baseada na solução da equação integral de Glauert para a obtenção das curvas de desempenho para o rotores THD-H, para a avaliação preliminar de diferentes configurações.
- 2) Desenvolver e validar uma metodologia baseada em CFD para a determinação das características de desempenho da THD-H desenvolvida por Patel, Eldho e Prabhu (2019) com e sem a placa de bloqueio sobre a pá de retardo.

- 3) Analisar a influência de uma nova geometria de anteparo para o desvio do escoamento sobre a THD-H de Patel *et al.* (2019), mediante técnicas da mecânica de fluidos computacional.
- 4) Avaliar a THD-H com anteparo para as condições de escoamento dadas pelo rio San Juan do departamento de Chocó – Colômbia por meio da análise CFD.

1.4 Estrutura do trabalho

No Capítulo 1 expõe-se o potencial hidroenergético do Chocó na Colômbia e, explica-se como este pode ser utilizado para gerar eletricidade com turbinas hidrocínéticas.

Seguidamente, no Capítulo 2, faz-se a revisão bibliográfica de trabalhos realizados acerca de projetos de turbinas Darrieus-H, priorizando métodos de seleção preliminar, estudos fluidodinâmicos computacionais e testes experimentais.

Após, no Capítulo 3, é descrito o princípio de operação das THD-H e a teoria para estimativa da curva de desempenho deste tipo de turbinas baseada na solução da equação de Glauert.

No Capítulo 4, apresenta-se toda a teoria referente à dinâmica de fluidos computacional e os modelos de turbulência que podem ser utilizados para fazer as simulações.

Posteriormente, no Capítulo 5, apresenta-se a metodologia de projeto hidrodinâmico, indicando as fases de desenvolvimento do estudo computacional e, a configuração das análises realizadas.

No Capítulo 6, exibem-se as decorrências de toda a análise preliminar e, os resultados do estudo CFD para cada configuração proposta.

A partir dos resultados obtidos nas análises CFD anteriores, no Capítulo 7, é feito um estudo de caso para duas regiões na Colômbia, com intuito de mostrar a aplicabilidade da pesquisa desenvolvida.

Finalmente, no Capítulo 8 são apresentadas as conclusões do estudo e as recomendações para trabalhos futuros.

1.5 Materiais e métodos

1.5.1 Metodologia

O fluxograma mostrado na Figura 1.2 representa a metodologia que foi usada nesta pesquisa. As fases do fluxograma são explanadas a seguir:

- Caracterização das zonas com necessidade de cobertura de energia elétrica e com potencial de aproveitamento hidrocínético, visando a aproveitar a sua proximidade às comunidades ribeirinhas para que possam ser usadas como fonte de geração renovável. Aqui se explorou o potencial hidroenergético do departamento de Chocó na Colômbia, para encontrar condições de velocidade e profundidade em alguns rios que permitam usar a energia hidrocínética para produzir eletricidade.
- Revisão bibliográfica focada às THD-H priorizando três tópicos: o primeiro consistiu em encontrar técnicas de avaliação a priori que permitam escolher e comparar diferentes geometrias com determinadas características do escoamento; e por sua vez, que esses procedimentos possibilitem fazer a discriminação das melhores configurações para esta classe de turbinas com um baixo custo computacional. O segundo tópico focou-se nas simulações com CFD, para conhecer os possíveis métodos de análise detalhado usados para estudar as THD-H. E o último tópico compreendeu os ensaios experimentais de THD-H com diferentes configurações para observar parâmetros que consigam melhorar a eficiência nesta tecnologia e que estes permitam validar os estudos computacionais.
- Seleção da configuração de THD-H mais adequada, cuja escolha é baseada nos diferentes métodos preliminares usados para melhorar a eficiência destes mecanismos. Para este estudo foi considerado como referência o trabalho de Patel, Eldho e Prabhu (2019), em razão do fato dos autores demonstrarem o aumento da eficiência do projeto base com a adição de um anteparo de geometria simples a montante da pá de retardo.
- Desenvolvimento de algoritmo computacional de avaliação discreta no programa MATLAB®, baseado na integral de Glauert para turbinas de eixo vertical, orientado à predição preliminar do comportamento de vários projetos THD-H, e a confrontação destes com outras possíveis configurações.

- Predição preliminar por meio do algoritmo computacional dos pontos faltantes na curva de desempenho experimental da THD-H de Patel *et al.* (2019)
- Caracterização previa do estudo com intuito de considerar todos os parâmetros associados às análises CFD a serem desenvolvidas incluindo, modelo de turbulência selecionado, discretização de malha, número de simulações, validações a serem realizadas e resultados esperados.
- Criação da geometria e geração das malhas computacionais mediante ANSYS ICEM CFD®, visando à discretização da forma mais adequada possível do domínio do fluido sobre a turbina a ser simulada.
- Simulação CFD da THD-H mediante o código comercial ANSYS Fluent®, com o intuito de determinar as características de desempenho do rotor livre com variação da velocidade de rotação.
- Validação da simulação computacional com os dados experimentais disponibilizados na literatura e com o algoritmo desenvolvido.
- Simulação CFD mediante ANSYS Fluent® da THD-H de Patel *et al.* (2019) com o anteparo com a dimensão e a localização de instalação adequada, de acordo com os resultados obtidos no presente estudo.
- Validação da simulação CFD da THD-H de Patel *et al.* (2019) considerando a placa de bloqueio, em comparação com os dados experimentais supracitados autores.
- Parametrização das novas geometrias de anteparo de desvio com a finalidade de avaliar seu desempenho, sob a mesmas condições de operação do experimento base.
- Simulações CFD da THD-H com as configurações de anteparo propostas neste estudo usando ANSYS Fluent®, com variação da rotação para cada ponto testado.
- Comparação e validação das características de desempenho obtidas mediante de CFD da THD-H, com os diversos anteparos propostos.
- Análise dimensional da turbina base, projetando-a para duas regiões localizadas sobre o rio San Juan na Colômbia, com o objetivo de avaliar computacionalmente seu desempenho em proporções e características de escoamentos presentes na natureza.

- Simulações CFD dos rotores livres e com o anteparo que exibiu melhor comportamento, projetados para as estações colombianas.
- Análises dos resultados das simulações das turbinas projetadas para estações colombianas.
- Conclusões de todos os estudos realizados e, recomendações para estudos futuros.

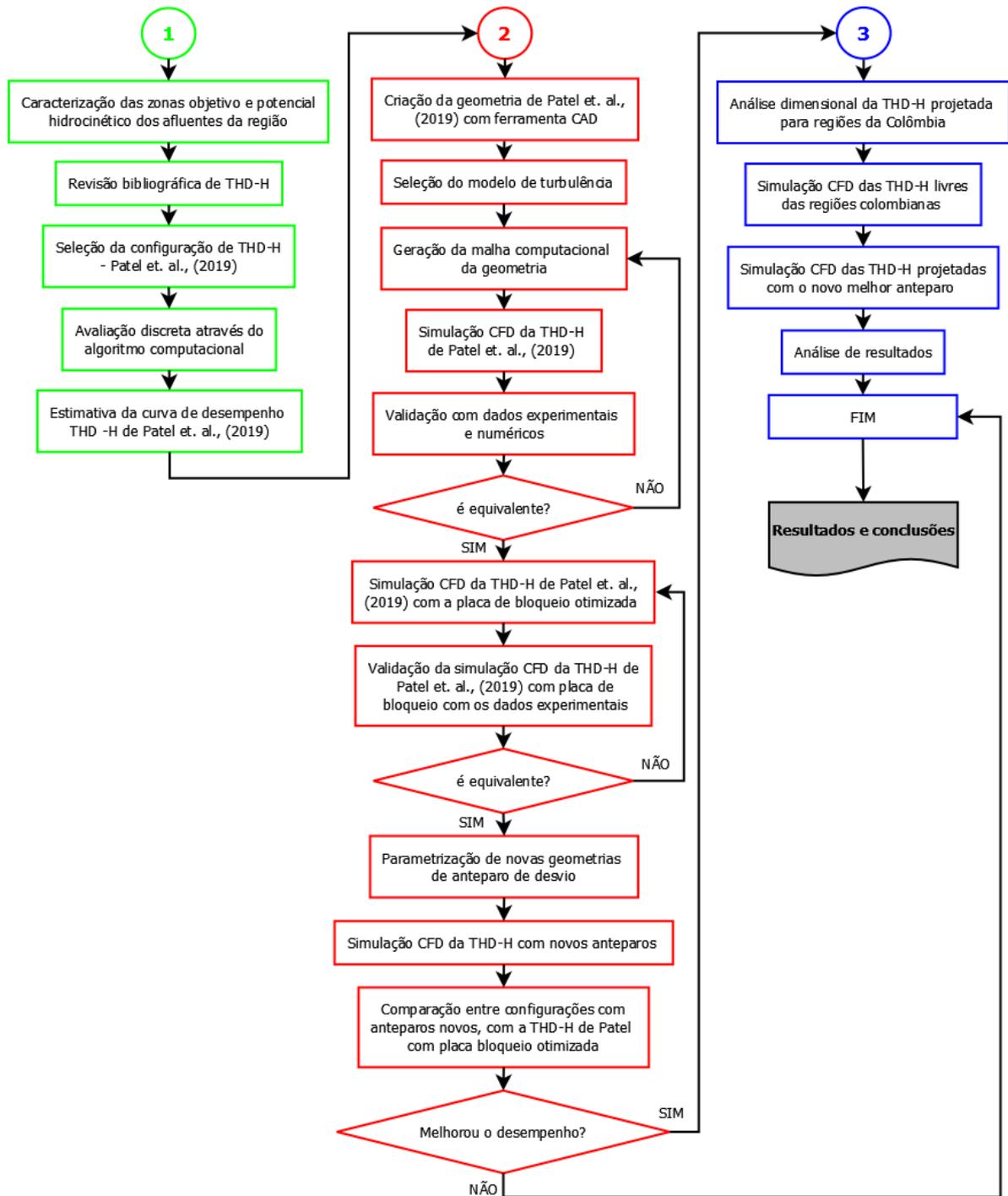


Figura 1.2 – Fluxograma da metodologia de pesquisa

Capítulo 2: Estado-da-arte e revisão bibliográfica das turbinas hidrocínéticas.

2.1 Considerações gerais.

A crescente demanda de energia e a perspectiva de aumento da mesma (GÜNEY & KAYGUSUZ, 2010), abriu o caminho ao desenvolvimento de novos métodos de geração e à otimização dos métodos existentes. Entre os diversos modos para produzir eletricidade, a hidrocínética emerge como uma tecnologia de geração renovável não convencional, a qual, aproveita a energia cinética contida em correntes e ondas de rios, marés, córregos e canais artificiais para transformá-la em potência elétrica ou mecânica por meio diversos mecanismos (geradores ou bombas principalmente).

As principais vantagens dos sistemas hidrocínéticos são o barateamento dos custos relativos das obras civis de construção, a eliminação de grandes perturbações no ecossistema, e a maior possibilidade de lugares para exploração (RODRIGUES, 2007). No entanto, estes mecanismos precisam de boas ancoragens para evitar o deslocamento produzido pela corrente. Outras desvantagens comuns nestes mecanismos é que podem diminuir a sua eficiência pelo acumulação de sedimentos nas pás e a corrosão das partes móveis e, além disso, não pode ser desconsiderado o perigo para a ictiofauna, para as embarcações e para banhistas; ou também, os riscos para a turbina e seu funcionamento, ocasionados pelo transporte de sedimentos, e por ocasião as tempestades (RODRIGUES, 2007). As condições indicadas podem derivar no aumento significativo dos custos de fabricação, instalação e operação.

2.1.1 Turbinas hidrocínéticas.

O termo turbina hidrocínética (ou hidroturbina com corrente de água), é usado para as máquinas hidráulicas que convertem a energia cinética do rio, das correntes marinhas ou canais artificiais em energia mecânica ou elétrica (VAN ELS & JUNIOR, 2015), mediante um rotor que interage diretamente com o escoamento do afluente.

Alguns mecanismos hidrocínéticos são mostrados na Figura 2.1. As turbinas axiais ou horizontais como a mostrada na Figura 2.1a, são aquelas em que o eixo rotativo das pás coincidem com a direção de escoamento da corrente do fluido (TONG, 2010), e seu funcionamento depende da força de sustentação gerada pelo fluxo de água. A Figura 2.1b, expõe uma turbina vertical, na qual, o eixo de rotação está colocado perpendicularmente ao

escoamento, indo na direção da superfície para o fundo (TONG, 2010). Estas podem se movimentar pela ação da força de sustentação como no caso do rotor Darrieus-H da imagem, pela força de arrasto como nos rotores tipo Savonius, ou pela combinação de ambas as forças como nos rotores tipo Gorlov. O princípio de funcionamento das turbinas de fluxo cruzado (vide Figura 2.1c), é similar as turbinas de eixo vertical, com a diferença que nestas, embora o eixo do rotor encontra-se perpendicular à direção de escoamento da corrente, este fica deitado sobre um plano paralelo à superfície do afluente (KHAN, 2009). No sistema tipo Venturi da Figura 2.1d, o fluxo é acelerado mediante um sistema difusor de estrangulamento, em forma de bocal que cria um gradiente de pressão que acelera o fluido para mover uma turbina axial, vertical ou de fluxo cruzado (KHAN, 2009), permitindo uma maior extração de energia que aquela obtida com o rotor sozinho.

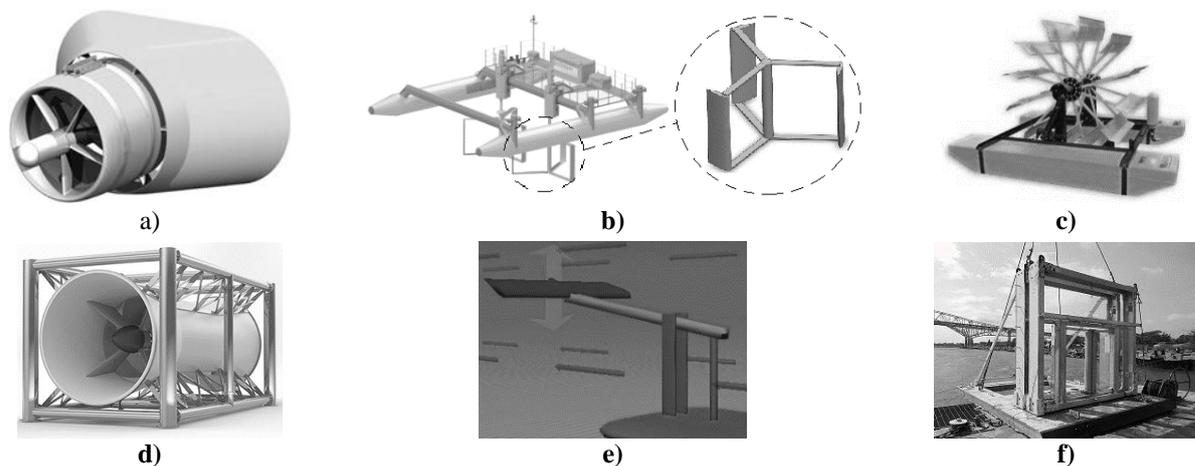


Figura 2.1 – Turbinas hidrocinéticas e sistemas alternativos: a) **Turbina Axial**. Fonte: (ENG. CIVIL ANTONIVAL LIMA ALBUQUERQUE, (2015); b) **Turbina Vertical**. Fonte: (ITPENERGISED, 2017; LAWS & EPPS, 2016); c) **Turbina de Fluxo Cruzado**. Fonte: (ALTERIMA, 2020); d) **Sistema Tipo Venturi**. Fonte: (FISHFLOW INNOVATIONS, 2020); e) **Hidrofólio oscilante**. Fonte:(AQUARET, 2012); f) **Sistema de vibração induzida por vórtice**. Fonte: (VORTEX HYDRO ENERGY, 2013)

Atualmente encontram-se em estágio de pesquisa e desenvolvimento variadas formas de aproveitamento hidrocinético, que além de aproveitar de forma mais eficiente os benefícios próprios da tecnologia, ajudam a controlar circunstâncias contraproducentes. Por exemplo, o hidrofólio oscilante apresentado na Figura 2.1e, tem uma única pá que se movimenta oscilando para a frente e para trás em um plano normal à corrente, o que acontece por causa da elevação criada pelo fluxo da maré em ambos os lados da asa. O movimento oscilante, aciona um pistão que alimenta o circuito hidráulico de geração (AQUARET, 2012). O sistema exposto na Figura 2.1f, aproveita o fenômeno físico da vibração induzida por vórtice gerado pelas ondas ou pelas correntes fluindo em torno dos cilindros, os quais se movem transversalmente para ativar um gerador linear. (VORTEX HYDRO ENERGY, 2013)

2.2 Estado da arte das turbinas hidrocínéticas na América Latina.

A incursão das turbinas hidrocínéticas nos países de América Latina, começou com a pesquisa brasileira em relação à hidrocínética desenvolvida no Instituto Nacional de Pesquisas da Amazônia (INPA) em 1985, quando foi projetado um tipo hélice horizontal de múltiplas pás de 4 metros de diâmetro, para ser testada em vários rios da região amazônica do Brasil e gerar eletricidade. Este equipamento, chamado “cata-água”, foi ensaiado em escoamentos com velocidades de água de 0,7 a 1,5 m/s, e provou ser funcional (VAN ELS *et al.* 2003). Entre os inconvenientes achados nesta pesquisa empírica, destacam alguns que mesmo hoje continuam afetando o desenvolvimento desta tecnologia: sedimentação, ancoragem, e as diferenças de volume do afluente entre estações (VAN ELS & JUNIOR, 2015).

Maldonado (2005), calculou e construiu um protótipo de uma turbina de rio horizontal de três pás, com velocidade de rotação de 42,7 rpm, e diâmetro de rotor de 2 m, fabricado em fibra de vidro e cubo de aço inoxidável. O sistema conta com uma caixa de velocidade unida com um gerador de ímãs permanentes de neodímio férrico que gira a 360 rpm. A turbina foi testada no rio Napo na comunidade Paraiso localizado no departamento de Loreto (Perú), conseguindo gerar 250W.

No canal San Martín, sobre o rio Mendoza na Argentina, o Instituto de Energia da Universidade Nacional de Cuyo e a empresa estatal - INVAP, instalaram uma turbina hidrocínética horizontal de três pás de 45 cm de diâmetro, com capacidade de geração de 4,5 kW. Este dispositivo é um protótipo que objetiva aproveitar as velocidades do rio no local, que podem ir desde 3,1 até 4,28 m/s, com vazões de entre 10 até 35 m³/s; este foi o teste para um futuro parque hidrocínético no canal de San Martín. (UNIVERSIDAD DE CUYO, 2014).

No Brasil, há muitos projetos de pesquisa hidrocínética já que neste país se assumiu a tarefa de aproveitar o enorme potencial hidrocínético que tem no seu território. Por exemplo, em 1991 um grupo de pesquisadores da Universidade de Brasília – UnB desenvolveu a primeira turbina axial bem-sucedida, composta inicialmente, por um rotor de duas pás com uma grade cônica de proteção frontal contra eventuais elementos flutuantes (vide Figura 2.2a). Após provar e montar várias melhorias subsequentes, esta unidade mostrou seu melhor resultado com uma velocidade de escoamento de 2 m/s e seis pás, 80 cm de diâmetro e coeficiente de solidez de 30%. Nestas condições, a máquina gerou 1,5 kW, e funcionou por

mais de uma década atendendo a necessidade de energia do pequeno posto de saúde (BRASIL JUNIOR *et al.* 2007).

Esse mecanismo, chamado turbina de primeira geração – G1, permitiu o uso de uma estrutura de ancoragem simples, devido ao fluxo constante e à pouca variação entre estações do nível de água do afluente onde estava instalada; aliás, contava com um tubo de sucção e um estator com lâminas direcionadoras (VAN ELS *et al.* 2003; VAN ELS & JUNIOR, 2015).

No ano 2000, foi desenvolvida a segunda geração das turbinas da UnB (vide Figura 2.2b), com capacidades disponíveis de 300W a 2000W, as quais adicionaram um difusor para aumentar a velocidade do escoamento na entrada para aumentar a potência da máquina. Construídas e projetadas para atender aos lugares específicos de eletrificação rural do Brasil Central, onde os rios mantem um fluxo constante, e as diferenças máximas de nível d'água são de menos de um metro (VAN ELS & JUNIOR, 2015). Estas turbinas destacaram principalmente no projeto piloto Poraquê da região do Alto Maracá sobre o rio Caranã no sul de estado de Amapá, onde foi instalada uma turbina hidrocínética G2, desenvolvida em parceria entre o Conselho Nacional dos Seringueiros (CNS) e o Laboratório de Energia e Ambiente da UnB, com financiamento adicional do Ministério das Minas e Energia (MME) e do Conselho Nacional de Desenvolvimento Científico e Tecnológico (CNPq) (BRASIL JUNIOR *et al.* 2007).

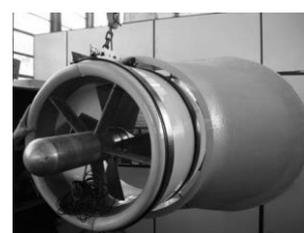
Na última geração desta família de turbinas ou de terceira geração - G3 (vide Figura 2.2c), a superfície interna da carcaça perfilada age também como a primeira parte do difusor, reduzindo o tamanho do mecanismo e a pressão na saída. A segunda parte do difusor tem um ângulo de abertura maior que 8° e é partido, fazendo que o escoamento externo da turbina passe entre este e a carcaça, permitindo o controle da camada limite interna. E nesta versão o gerador foi integrado ao núcleo, formando um conjunto com o rotor (BRASIL JUNIOR *et al.* 2007).



a)



b)



c)

Figura 2.2 – Turbinas hidrocínéticas da Universidade de Brasília: a) **Turbina G1**. Fonte:(Tiago Filho, 2003); b) **Turbina G2**. Fonte: DE QUEIROZ, (2016); c) **Turbina G3**. Fonte: BRASIL JR. *et al.* (2007)

Outros protótipos de turbinas já foram materializados com sucessos relativos; por exemplo, a roda de água (turbina de fluxo cruzado) desenvolvida pelo Centro de Pesquisa de Energia Elétrica – CEPEL e a Universidade Federal do Rio de Janeiro – COPPE, projetada para gerar 3,5 kW com velocidade da água de 1,5 m/s. No entanto, o equipamento apresentou uma redução na rotação das hastes que bloqueava seu funcionamento ao adicionar carga (TIAGO FILHO, 2003). Também na UnB, foram testadas algumas turbinas hidrocínéticas de eixo vertical que apresentaram baixa eficiência (VAN ELS *et al.* 2003).

2.2.1 Modelos implementados na Colômbia.

Em 2009, o engenheiro colombiano Miguel Borbón (ZAFRA, 2013), desenvolveu a primeira turbina hidrocínética horizontal no país, baseada no modelo de Peter Garman para o bombeamento de água (JACOBUS OPPERMAN, 2010). Esta turbina, chamada “Acuavatio” (vide Figura 2.3), foi instalada na comunidade de Calahorra no departamento de Chocó, a qual, registrava uma população de 108 pessoas no ano 2011, e se assentava na beira do rio com o mesmo nome. Esse dispositivo era composto por um rotor de três pás de 1,8 m em fibra de vidro, uma caixa de transmissão e um gerador de ímãs permanentes montado sobre uma balsa flutuante presa da borda do rio. A turbina, de acordo a vazão disponível, era capaz de fornecer de 250 até 400 W. É importante destacar que sendo o primeiro protótipo de teste desta tecnologia no país, funcionou de 2011 até 2013², suprimindo principalmente as necessidades de iluminação na comunidade. O projeto desenvolvido pelo Borbón foi o passo inicial para demonstrar que a hidrocínética pode ser uma tecnologia aplicável no departamento de Chocó para fornecer eletricidade.

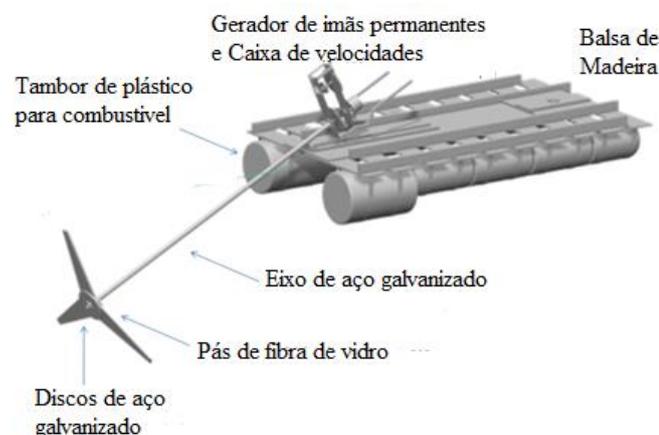


Figura 2.3 – Turbina Acuavatio. Fonte: SOLARANLAGEN1, (2012)

² Só há registro até 2013 segundo as fontes bibliográficas consultadas.

A empresa alemã *Smart Hydro Power* realizou dois ensaios experimentais da Turbina Inteligente de Flutuação Dupla (*Smart Duofloat Turbine*), de eixo horizontal. A primeira instalação ocorreu na saída de uma barragem hidrelétrica em Salvajinas, Vale do Cauca, onde as velocidades atingem de 1 até 2.5 m/s, sendo testado o desenvolvimento de um novo módulo elétrico que combina a turbina com outras formas de produção de energia. Essas fontes incluem um painel solar fotovoltaico e um gerador a diesel (SMART HYDRO POWER, 2013a). A segunda montagem consistiu em um projeto de irrigação de cultivos de arroz no departamento de Neiva, onde a turbina substituiria parcialmente as usinas diesel usadas para alimentar as bombas irrigação. A bomba d'água conectada à turbina do rio bombeia 1000 m³, e o custo de operação é de um 30% em comparação com o gerador a diesel da instalação inicial (SMART HYDRO POWER, 2013b).

2.3 Revisão bibliográfica.

Esta revisão da bibliografia, focou-se em encontrar os diferentes métodos aplicados por diferentes autores para estimar a eficiência e o aumento da mesma nas THD-H. Para isto, inicialmente a pesquisa esteve centrada nas metodologias de estimativa da curva de desempenho das turbinas estudadas dos tipos eólico e hidráulico, já que a análise em ambos os tipos é similar em vários aspectos; também, se inclui um estudo de um rotor hidrocínético horizontal, cujas considerações podem contribuir na concepção de processo para entender o comportamento dos rotores verticais. Seguidamente, foram procurados trabalhos de pesquisa referentes à análise mediante a CFD dos rotores hidrocínéticos Darrieus-H e dos elementos adicionais usados para melhorar o desempenho delas, visando a escolher o método adequado para estudar estas turbinas. Finalmente a pesquisa se concentrou nos testes experimentais de geometrias adicionais de aumento da eficiência em THD-H, para comparar os resultados encontrados com os estudos computacionais.

2.3.1 Métodos de predição preliminar de desempenhos em rotores Darrieus-H.

Rodrigues (2007), propôs uma linha de desenvolvimento tecnológico de projeto de turbina hidrocínética usando o programa MATLAB®, cujo algoritmo foi baseado na parametrização das condições operacionais e dimensionais, permitindo analisar o desempenho do rotor sem e com difusor. Esta metodologia estabelece uma diretriz de desenvolvimento

para um rotor horizontal de quatro pás, o qual, é otimizado mediante algoritmo genético e validado por meio do software ANSYS CFX® 11. O procedimento matemático apresentou uma estimativa do valor de eficiência maior do que o real, devido ao modelo simplificado adotado para considerar as perdas. Mesmo assim, a metodologia permitiu prever melhorias no desempenho com o difusor; e a otimização conseguiu gerar ganho de potência da turbina utilizando difusor, dentro de uma faixa de velocidades de rotação maior.

Martínez (2013), formulou um modelo de predição da geometria de THD-H, utilizando a teoria de múltiplos tubos de corrente desenvolvida por Strickland em 1975 (PARASCHIVOIU, 2002). Para o desenvolvimento do seu modelo, Martínez empregou o programa MathCad®, para analisar a variação da solidez iterando com distintos valores de raio, usando os dados experimentais de um perfil NACA0018 com número de Reynolds, $Re = 360000$, fornecidos por Sheldahl & Klimas (1981) mostradas no Apêndice A; e posteriormente, estimar a potência em função do fator de redução da velocidade do escoamento nas proximidades do rotor. Apesar de não considerar as perdas nem comparar os seus resultados com outros trabalhos, o algoritmo de Martínez subministra uma aproximação da mudança do desempenho com a variação do raio.

Santibañez (2015), realizou simulações numéricas de uma turbina eólica de eixo vertical tipo Darrieus-H colocada no teto de uma casa, para um perfil de velocidade de ar uniforme sob um perfil variável. As simulações em CFD foram realizadas por meio do método de volumes finitos no software ANSYS Fluent®. Os resultados do supracitado autor foram comparados com as predições feitas com um Modelo de Duplo Disco Atuador com Múltiplos Tubos de Corrente – DMS (*Double-Multiple Streamtube*), para determinar o efeito da inclinação das pás sobre o desempenho aerodinâmico da turbina. O estudo mostrou que o modelo DMS comparado com a simulação CFD e os dados experimentais do projeto base, superestima o valor do coeficiente de potência máximo, e nesse ponto o valor da velocidade específica é maior. Santibañez (2015) também estimou que a variação da curva de desempenho não é significativa para os ângulos de inclinação de 0°, 30° e 45° com a turbina instalada no lugar de maior potencial eólico no redor da residência. No entanto, para uma inclinação de 15° o coeficiente de potência aumenta em até 11%.

Fernandes De Souza (2018), desenvolveu um algoritmo em MATLAB®, para determinar o desempenho do um aerogerador tipo Lenz2, o qual, mistura as geometrias do rotor Darrieus-H e o rotor Savonius. A pesquisa mostrou que o aumento da potência mecânica está diretamente ligado ao aumento do número das pás da turbina e apesar da análise ter sido

realizadas sob condições ideais, as curvas de potência podem ser comparadas à alguns resultados experimentais.

2.3.2 Análises de turbinas hidrocínéticas verticais com CFD.

Thomaz Junior (2012), analisou uma turbina Darrieus-H eólica mediante simulações numéricas baseadas em técnicas de controle de escoamento passivo, variando as temperaturas de superfície de pá com intuito de obter uma melhora no desempenho. As simulações foram realizadas com o método de volumes finitos utilizando o software comercial ANSYS Fluent®, com o modelo de turbulência $k-\omega SST$ em um modelo bidimensional transiente para o conjunto rotor-estator com malha deslizante, para poder capturar a variação do momento médio por efeito da rotação. Os resultados do autor mostraram que o torque e a potência se incrementam com o esfriamento uniforme da turbina. No entanto, com o aquecimento da mesma esses coeficientes diminuem. Essa variação ocorre principalmente, pela mudança das forças aerodinâmicas em função da variação da massa.

Gorle *et al.* (2016), apresentaram a avaliação de desempenho e fluxo para uma turbina hidrocínética Darrieus-H, operando com baixas velocidades. Os métodos de investigação incluem cálculos (2D CFD) e experimentos no software *Chimera* (2D-2C PIV), incluindo medições de fase bloqueada, com um modelo de turbulência $k-\omega SST$. Os resultados do estudo CFD 2D em comparação com os experimentais, mostraram que existe similitude entre os métodos avaliados para valores baixos de coeficiente de potência e de velocidade específica (< 2). No entanto para velocidades específicas maiores de 2, os modelos simulados exibiram comportamentos muito distintos aos experimentais.

Dominguez *et al.* (2016), propõem um modelo numérico para calcular de forma eficiente a energia produzida por um arranjo de turbinas hidráulicas de eixo vertical tipo Darrieus-H com dutos de aumento, que foram colocados em paralelo para várias condições de fluxo de água. Esta pesquisa foi desenvolvida a partir da teoria do *Blade Element Momentum* - BEM e das Equações de Navier-Stokes com Médias de Números de Reynolds - RANS, restrita a uma aproximação 2D. O estudo permite uma previsão rápida e precisa da potência produzida por uma fileira de turbinas, as quais também podem ser dezenas no mesmo arranjo.

Bianchini *et al.* (2017), efetuaram o exame de comparações cruzadas entre experimentos e simulações com CFD com Equações Médias de Reynolds Transiente – URANS (*Unsteady Reynolds Averaged Navier-Stokes Equations*), sobre a curva de desempenho e a estrutura da quase esteira de um rotor Darrieus. Os autores determinaram

que, embora algumas simplificações sejam introduzidas, uma simulação 2D pode fornecer estimativas bastante precisas tanto do desempenho geral quanto da descrição do campo do escoamento, com um custo computacional razoável, desde que as configurações sejam devidamente aplicadas. Este trabalho sugere que para simulações bidimensionais, os limites laterais do domínio computacional sejam colocados suficientemente longe do rotor desse modo, qualquer bloqueio artificial devido à ausência da terceira é evitado. Mesmo que no caso do rotor de tamanho médio, pode-se precisar da utilização de um modelo transicional para fechamento de turbulência para relações de baixa velocidade de ponta.

2.3.3 Dutos de aumento.

Um duto de aumento está formado principalmente pelas partes mostradas na Figura 2.4. O injetor ou concentrador induz uma pressão de água dentro de um campo restrito que aumenta a velocidade do escoamento incidente sobre o rotor, o que ocorre por causa da redução progressiva da área da entrada (Khan *et al.* 2009). O cilindro ou garganta impede a expansão do escoamento que passa pelas pás da turbina, concentrando localmente esse escoamento (Ximenes, 2018). O difusor aumenta a vazão que passa através da turbina, por causa da expansão da pressão na saída provocada pelo aumento da seção do duto na zona de sucção (DO RIO VAZ, 2018).

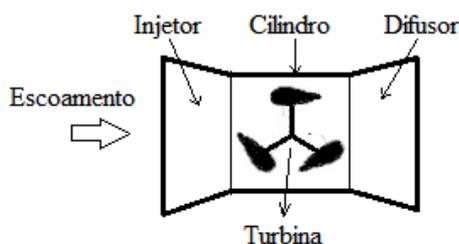


Figura 2.4 – Duto de aumento.

Os dutos de aumento em turbinas de escoamento livre podem incluir a configuração apresentada na Figura 2.4, ou também, uma ou duas partes das mostradas.

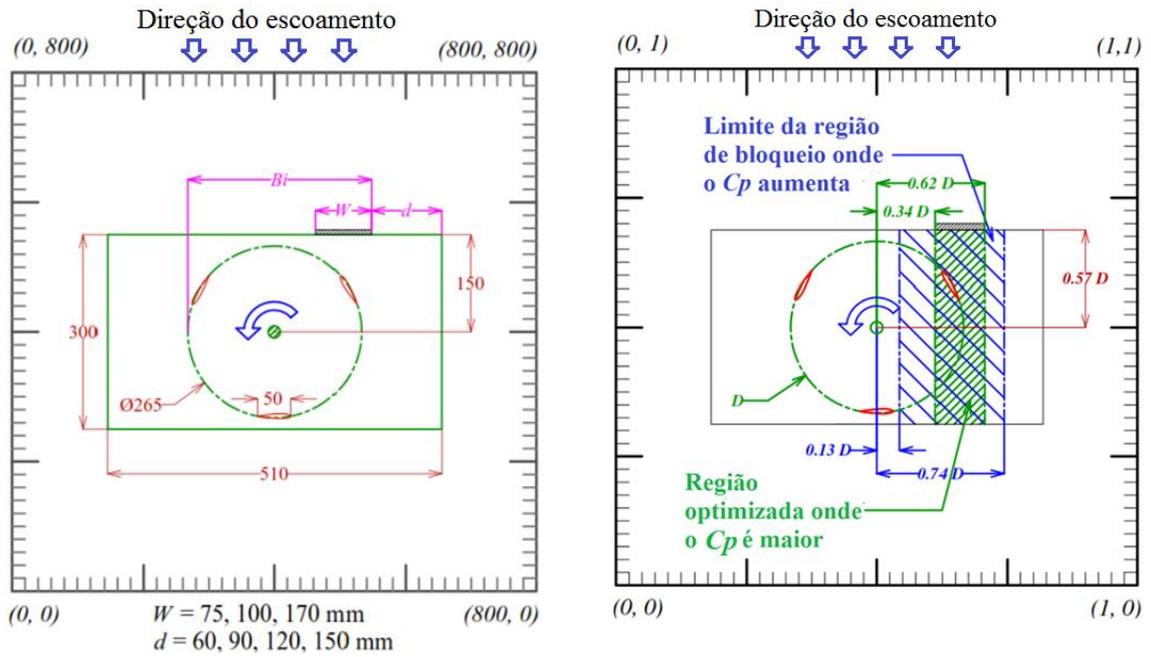
Do Rio Vaz (2018), seguindo o trabalho referente à otimização de pás em aerogeradores com dutos de aumento, desenvolveu um procedimento de otimização baseado em a Teoria do Elemento de Pá, para as pás de um rotor hidrocínético, com o objetivo de evitar cavitação gerada pelo duto de aumento. O modelo tenta manter a pressão na ponta da pá em um valor mínimo sem que ela abaixe a velocidade de rotação. Assumindo a variação do coeficiente de empuxo, Do Rio Vaz (2018), otimizou a corda e o ângulo de ataque sob todo o perfil hidrodinâmico. A pesquisa apresentou como resultado, que a cavitação é uma condição

importante para o projeto de dutos de aumento, devido ao fato que ela varia consideravelmente com a taxa de aceleração.

Wang *et al.* (2019), empregaram a teoria do disco atuador apresentada no livro *Innovation in Wind Turbine* (JAMIESON, 2011) para quantificar a interação entre o micro-difusor e o rotor de uma turbina hidrocínética, por meio da Modelagem Híbrida da Turbulência – DES (*Detached Eddy Simulation*) mediante CFD. O CFD foi usado para simular o comportamento de uma turbina hidrocínética horizontal sozinha, do micro-difusor projetado sozinha, e do conjunto turbina-micro-difusor. O estudo dos autores mostrou que a interação entre a turbina e o difusor é equivalente ao fator de indução axial do rotor e o fator de indução do conjunto. O fator de indução do conjunto é a soma do fator de indução do rotor e o fator de indução do difusor, os quais estão relacionados com os parâmetros de forma e funcionamento do difusor. Essa assertiva se dá de maneira que, para ângulos de ataque e inclinação maiores no difusor, mais positivo será o fator de indução do rotor e mais negativo será o fator de indução do conjunto; e nesta condição, o rendimento da turbina com difusor aumenta e há um incremento da velocidade específica.

Patel, Eldho, & Prabhu, (2019) melhoraram o coeficiente de potência, em uma THD-H gerando uma zona de bloqueio mediante com o uso de uma placa localizada a montante no lado da pá de retardo. Inicialmente os autores avaliaram a turbina sem placa de bloqueio, depois, testaram a turbina com três placas planas de diversas larguras, W (75 mm, 100 mm e 170 mm), avaliadas cada uma delas em quatro locais, d , diferentes (60 mm, 90 mm, 120 mm e 150 mm), em relação à largura de entrada, Bi , como mostra a Figura 2.5a. Sem a placa de bloqueio o coeficiente de potência obtido foi de 0,125 a uma razão de velocidade de ponta de 2,07. Com a placa de bloqueio com largura de 75 mm, posicionada a uma distância de 90 mm, o coeficiente de potência obtido foi de 0,36, a uma razão de velocidade da ponta igual a 2,12. Além disso, o estudo mostrou que na região de bloqueio que vai desde 0,13 até 0,74 vezes o diâmetro do rotor, é possível ter potências maiores, partindo do centro do rotor (vide Figura 2.5b). Após desse limite, o bloqueio faz diminuir o desempenho ainda mais baixo que com o rotor sozinha.

É conveniente ressaltar que o trabalho feito por Patel *et al.* (2019), foi o estudo tomado como referência para o desenvolvimento desta dissertação. Pois espera-se que, considerando um anteparo de geometria simples, este deverá funcionar também como elemento de bloqueio do escoamento incidente sobre a pá de retardo, e por sua vez, deverá agir como injetor sobre a pá de avanço, e com isso, obter melhoras na eficiência da turbina.



Dimensões e localização da placa de bloqueio.

Localização ótima da placa de bloqueio.

Figura 2.4 – Configuração do elemento de bloqueio na THD-H de Patel *et al.* (2019). Dimensões em (mm)

Capítulo 3: Conceitos básicos de hidrodinâmica em rotores Darrieus-H.

Na introdução deste documento, afirmou-se que os sistemas hidrocinéticos transformam a energia hidráulica de um afluente em energia mecânica e subsequentemente, em energia elétrica. No caso particular das turbinas, essa transformação acontece em duas fases: a primeira consiste na conversão da energia cinética de uma corrente fluida em energia mecânica, o que acontece quando o escoamento faz girar o rotor. A segunda a fase refere-se à conversão da energia mecânica em eletricidade por meio de um gerador, ou inclusive, pode se converter em outro tipo de energia mecânica por meio de diversos dispositivos como bombas hidráulicas ou moinhos.

Neste documento, foi analisada a primeira das fases, que concerne ao rotor. Então, foi necessário entender os princípios de aproveitamento cinético aplicados para a energia eólica, que também, podem ser estendidos para a energia hidráulica. Rosato, (2019) mostra os conceitos teóricos (estabelecidos inicialmente pelo físico e engenheiro alemão Albert Betz), para determinar o máximo potencial disponível de uma corrente fluida dentro de um espaço não confinado. Além disso, Rosato, (2019) apresenta um método para calcular as grandezas dos rotores Darrieus, e este procedimento junto à metodologia, para determinar a potência em função da variação da velocidade mostrada por Manwell *et al.*(2010), permitem entender os aspectos mais relevantes para projetar um rotor Darrieus-H.

3.1 Limite de Betz

Para saber a quantidade de energia que pode ser extraída de uma corrente livre (neste caso, um fluxo de água), Betz propôs os seguintes postulados (ROSATO, 2019):

- O escoamento que passa pela seção imaginária S_1 a montante tem uma velocidade V_1 .
- O escoamento que passa pela seção imaginária S_2 a jusante tem uma velocidade V_2 .
- O escoamento é incompressível e tem velocidade constante V na seção S , a qual corresponde à varrida pelo rotor (vide Figura 3.1).
- A turbina é um disco atuador espessura infinitesimal e sem atrito, o qual não modifica a direção do escoamento³.

³ Mesmo que o escoamento a jusante apresenta vorticidade, Betz simplificou este fato assumindo que a rotação da turbina não transmite movimento tangencial nenhum ao fluido.

- O escoamento é bidimensional com componentes radiais e axiais somente (turbina ideal).

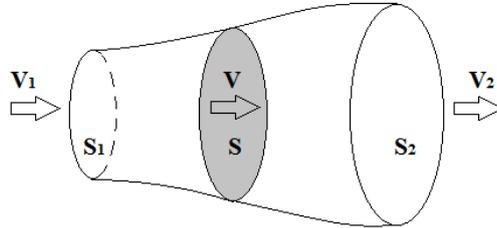


Figura 3.1 – Escoamento através de uma turbina de eixo horizontal ideal.

Pelo princípio de conservação da energia, a quantidade de energia que é extraída do fluido pela turbina, é a mesma quantidade de energia cinética que vai ser fornecida por ela. Então, se a energia é conservada, V_1 (velocidade antes da turbina em (m/s)) é maior que V_2 (velocidade depois da turbina em (m/s)) e, V , é a velocidade passando pelo rotor. De modo que, se a turbina está em posição estática e o escoamento passa através dela, ou vice-versa (movimento relativo), a potência P em (W), pode-se expressar como segue (Equação 3.1):

$$P = S \cdot \rho \cdot V^2 \cdot (V_1 - V_2) \quad (3.1)$$

A potência P absorvida pela turbina pode ser considerada como a variação da energia cinética, ΔE_c , contida em uma massa de fluido passando a cada segundo pela seção onde está posicionada, então (Equação 3.2):

$$\Delta E_c = \frac{\rho}{2} \cdot S \cdot V \cdot (V_1^2 - V_2^2) = P \quad (3.2)$$

Igualando as Equações 3.1, e 3.2, obtém-se a Equação 3.3:

$$V = \frac{(V_1 + V_2)}{2} \quad (3.3)$$

A Equação 3.3, é entendida como a velocidade média do escoamento através do rotor. Ao substituí-la na Equação 3.1 e, assumindo V_1 como constante, calcula-se o valor de V_2 , mediante à derivada da equação resultante e igualando a zero, obtém-se a Equação 3.4:

$$\frac{dP}{dV_2} = \frac{\rho}{4} \cdot S \cdot (V_1^2 - 2V_1 \cdot V_2 - 3V_2^2) = 0 \quad (3.4)$$

Resolvendo as raízes (Equação 3.5):

$$V_2 = \frac{V_1}{3} \quad V_2 = -V_1 \quad (3.5)$$

A raiz negativa não tem coerência física nesta análise, mas a positiva ($V_2 = V_1/3$), corresponde ao valor máximo atingido pela potência. Logo, se a energia cinética é $\Delta E_c = E_{c1} - E_{c2}$, substituindo V e V_2 na Equação 3.2, como segue Equação 3.6:

$$P = \frac{\rho}{4} \cdot S \cdot \left(V_1 + \frac{V_1}{3}\right)^2 \cdot \left(V_1 - \frac{V_1}{3}\right) \quad \text{Sendo:} \quad P_{max} = \frac{16}{27} \cdot \left(\frac{\rho}{2} \cdot S \cdot V_1^3\right) \approx 0,593E_{c1} \quad (3.6)$$

A Equação 3.6 é uma expressão conhecida como a fórmula de Betz, que faz referência à potência máxima que pode ser extraída de um fluido não confinado por uma turbina de fluxo livre, e a qual corresponde a 59,3% da energia cinética do escoamento.

3.2 Teorema de Betz para turbinas de eixo vertical

Entendendo que em uma turbina de eixo vertical a metade das superfícies das pás que enfrentam a corrente sempre estão no lado a jusante do rotor, esta pode ser analisada como dois discos atuadores colocados em forma de cascata ao longo do fluido. Nesses discos as áreas expostas são iguais e não têm interferência entre elas (ROSATO, 2019). A Figura 3.2, mostra as velocidades do escoamento passando pela turbina vertical, onde, a velocidade do fluido a montante do primeiro disco atuador é V_1 ; a velocidade do fluido a jusante no primeiro disco atuador é V_m ; e a velocidade do fluido passando pelo primeiro disco atuador é V' .

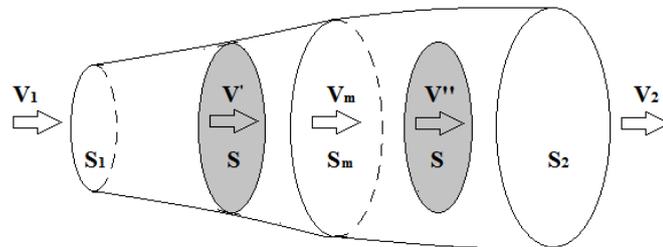


Figura 3.2 – Escoamento através de uma turbina de eixo vertical ideal.

Assumindo o fluido como incompressível e que a massa específica é constante, da Equação 3.3, pode-se dizer que V' , é (Equação 3.7):

$$V' = \frac{(V_1 + V_m)}{2} \quad (3.7)$$

Deixando V' como uma fração de V_1 , a Equação 3.7, reescreve-se como (Equação 3.8):

$$V' = V_1 \cdot (1 - a) \quad (3.8)$$

Onde a , é conhecido como o coeficiente de queda de velocidade ou o coeficiente de interferência. Igualando as Equações 3.7 e 3.8, obtém-se uma expressão para V_m , assim (Equação 3.9):

$$\frac{(V_1 + V_m)}{2} = V_1 \cdot (1 - a) \therefore V_m = V_1 \cdot (1 - 2a) \quad (3.9)$$

Substituindo V_m e V' na Equação 3.2, obtém-se que a potência absorvida pelo primeiro disco, P_1 , é (Equação 3.10):

$$P_1 = \frac{\rho}{2} \cdot S_1 \cdot V_1^3 \cdot 4a \cdot (1 - a)^2 \quad (3.10)$$

Para o caso do segundo disco atuador a análise é similar (Equação 3.11):

$$V'' = \frac{(V_m + V_2)}{2} = V_m \cdot (1 - b) \quad (3.11)$$

Então V_2 seria (Equação 3.12):

$$V_2 = V_m \cdot (1 - 2b) \quad (3.12)$$

A potência absorvida pelo segundo disco atuador, P_2 , é (Equação 3.13):

$$P_2 = \frac{\rho}{2} \cdot S_2 \cdot V_m^3 \cdot 4b \cdot (1 - b)^2 \quad (3.13)$$

Segundo a hipótese inicial deste estudo, a velocidade, V_m , depende do primeiro disco atuador, e o segundo disco atuador não gera efeito nenhum sobre ela. Logo, a potência extraída pelo atuador a jusante estará em função da variável, b , e os outros termos serão constantes. Portanto, derivando P_2 , em função de b , e igualando a zero (Equação 3.14):

$$\frac{dP_2}{db} = \frac{\rho}{2} \cdot S_2 \cdot V_m^3 \cdot 4(1 - 4b + 3b^2) = 0 \quad (3.14)$$

A função quadrática estima dois valores. A primeira solução numérica, $b = 1$, significaria que $V'' = 0$, implicando que há um aproveitamento total da energia cinética do fluido, e isto não é possível na realidade. Para a outra solução, $b = \frac{1}{3}$, substituindo este valor na Equação 3.12, resulta que $V_m = 3V_2$. A derivação da Equação 3.10, determina que $a = \frac{1}{3}$. Em consequência da Equação 3.9, $V_m = \frac{V_1}{3}$, e, a potência máxima P_{max} , para ambos os atuadores é (Equação 3.15):

$$P_{max} = P_1 + P_2 = \frac{16}{27} \cdot \left(1 + \frac{1}{27}\right) \cdot \left(\frac{\rho}{2} \cdot S \cdot V_1^3\right) \approx 0,6145E_{c1c2} \quad (3.15)$$

A Equação (3.15) mostra uma aproximação da quantidade de energia que pode ser extraída por dois discos atuadores colocados em série ao longo de um escoamento livre, o que supõe que o limite de Betz para uma turbina de eixo vertical é maior que o estimado para uma

turbina de eixo horizontal e, portanto, uma VAWT pode extrair mais energia de um afluente que uma HAWT.

No entanto, essa suposição seria válida se a trajetória do rotor não fosse circular em volta do seu eixo de transmissão, e conseqüentemente, que a pá não tivesse um movimento ortogonal só em dois pontos. Então, essa hipótese analisa o comportamento de uma turbina vertical como dois rotores horizontais em série, e não como conjunto.

Apesar da afirmação anterior, algumas pesquisas sugerem que o limite de Betz pode ser excedido com turbinas de eixo vertical. Por exemplo, Thönnißen (2016), analisou que em neste tipo de turbinas o limite de Betz pode ser superado até em 6%, demonstrando-o ao realizar um modelo de vórtice livre em 2D com código de painel invisível, para representar o fluxo através da turbina e, a otimização da curvatura de passo mediante a aplicação de um algoritmo evolutivo para evitar a separação do escoamento. Conclui-se que ao aumentar o ângulo de ataque da pá no lado a montante do rotor, melhora a produção geral do torque. Além disso o incremento da energia no escoamento incidente no lado a jusante é relacionado com o bloqueio do rotor, produzido pelo decréscimo do ângulo de ataque das pás no lado a montante.

3.3 Princípio de operação do rotor Darrieus-H.

A Turbina Darrieus-H mostrada na Figura 3.3a foi desenvolvida na Grã Bretanha como uma alternativa ao rotor criado pelo engenheiro aeronáutico francês Jean Marie Georges Darrieus em 1927 (PARASCHIVOIU, 2002).

As forças que movimentam este rotor, são produzidas pela interação do fluido sobre a superfície ou a *área da pá*, $A = cl$ (m²), onde c é a corda do perfil e l é o comprimento da pá ambos expressados em (m). A representação dessas forças é mostrada na Figura 3.4b. A força de sustentação simbolizada com a sigla F_l (*Lift force*) (N), movimenta o rotor em direção ortogonal ao sentido da corrente do escoamento, devido às diferenças de pressão no intradorso (zona de alta pressão), e no extradorso (zona de baixa pressão) do perfil, interagindo com sua forma fluidodinâmica⁴. A força de arrasto, F_d (*Drag force*) (N), provoca o deslocamento do rotor na direção da corrente pelo empuxo do escoamento.

⁴ Na maioria dos textos, o coeficiente de sustentação é tomado como aerodinâmico; mas como é válido para a água e para outros fluidos newtonianos, em vários apartes deste documento se usará o termo *fluidodinâmico*.

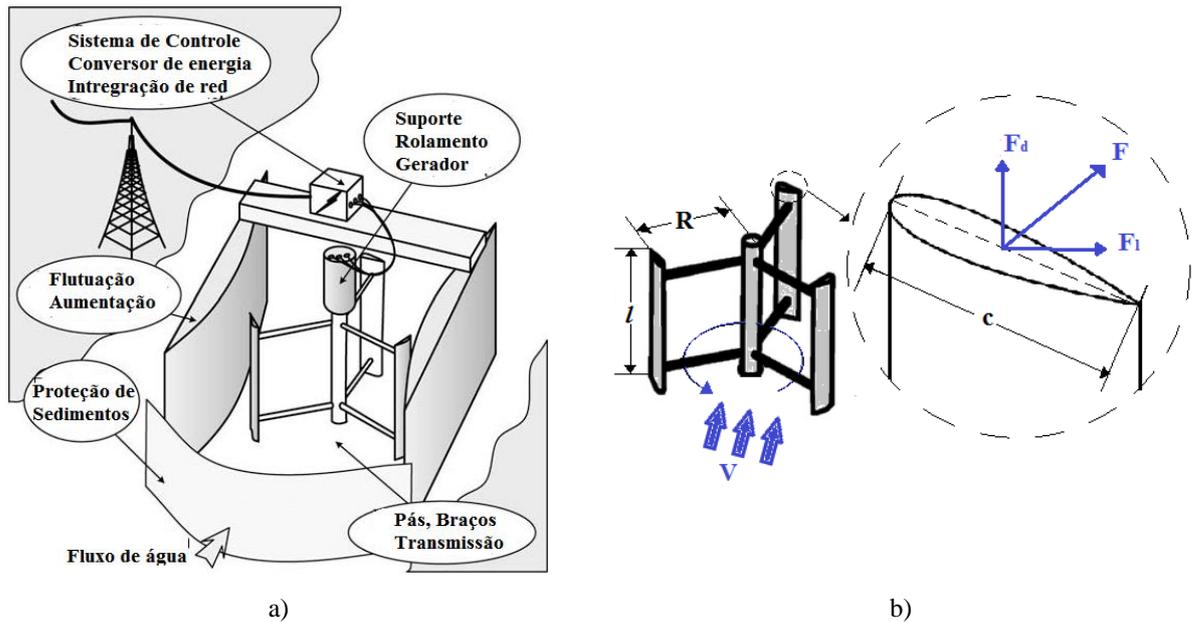


Figura 3.3 – Turbina Darrieus-H. a) **Esquema de conversão hidrocínético**. Fonte: Khan *et al.* (2009) b) **Rotor com detalhe do hidrofólio**.

Ambas as forças são determinadas pelas seguintes expressões (Equação 3.16):

$$F_l = \frac{\rho}{2} \cdot C_l \cdot A \cdot V^2 \quad F_d = \frac{\rho}{2} \cdot C_d \cdot A \cdot V^2 \quad F^2 = F_l^2 + F_d^2 \quad (3.16)$$

Onde C_l e C_d são os coeficientes de sustentação e coeficientes de arrasto respectivamente, os quais variam de acordo com o perfil adotado para o hidrofólio, e dependem do número de Reynolds, Re , e do ângulo de ataque α ($^\circ$); ρ , é a massa específica do fluido em (kg/m^3) e, V é a velocidade do escoamento através do rotor expressada em (m/s). Em turbinas de sustentação como a estudada, é importante que o coeficiente de sustentação seja maior que o coeficiente de arrasto.

Referente à geometria do rotor, a solidez, σ , define-se como a porcentagem da área varrida pelo rotor que é ocupada por suas pás. Este termo se expressa na Equação 3.17 como o produto da área da pá, A , e o número pás, Z , dividido entre a área varrida pelo rotor, S .

$$\sigma = \frac{A \cdot Z}{S} = \frac{c \cdot l \cdot Z}{2 \cdot l \cdot R} = \frac{c \cdot Z}{D} \quad (3.17)$$

Onde, $S = 2lR$, sendo R , o raio da circunferência do centro do rotor até ponta da pá (m), e, $D = 2R$ é o diâmetro do rotor (m) (Vide Figura 3.3b). Os rotores com alta solidez, usualmente produzem torques elevados e baixas velocidades de rotação, condição ideal para o acionamento de bombas de deslocamento positivo. Mas quando a solidez é pequena,

apresentam maiores velocidades de rotação e torques baixos, podendo ser usados para acionar geradores elétricos.

Em relação com a parte cinemática, a coeficiente de velocidade de ponta λ , ou *TSR* (*Tip Speed Ratio*), expressada na Equação 3.18, é definida como a relação entre a velocidade tangencial ou velocidade da ponta da pá U , e a velocidade local V . Onde U , é o produto da velocidade angular, Ω (rad/s), entre o raio R .

$$\lambda = \frac{U}{V} = \frac{\Omega \cdot R}{V} \quad (3.18)$$

Por sua vez, a velocidade angular Ω , está definida na Equação 3.19, sendo n , a velocidade angular em revoluções por minuto (rpm).

$$\Omega = \frac{\pi \cdot n}{30} \quad (3.19)$$

De acordo com Betz, para a turbina de fluxo livre, o coeficiente de potência, C_p , é dado pela relação entre a potência mecânica que pode ser convertida no eixo do rotor e pela potência disponível no escoamento onde este encontra-se inserido. Assim, o desempenho de uma turbina de escoamento livre está definido pela relação entre, C_p e λ , tal como se apresenta na Figura 3.4 para diferentes tipos de turbinas tanto eólicas como hidrocínéticas.

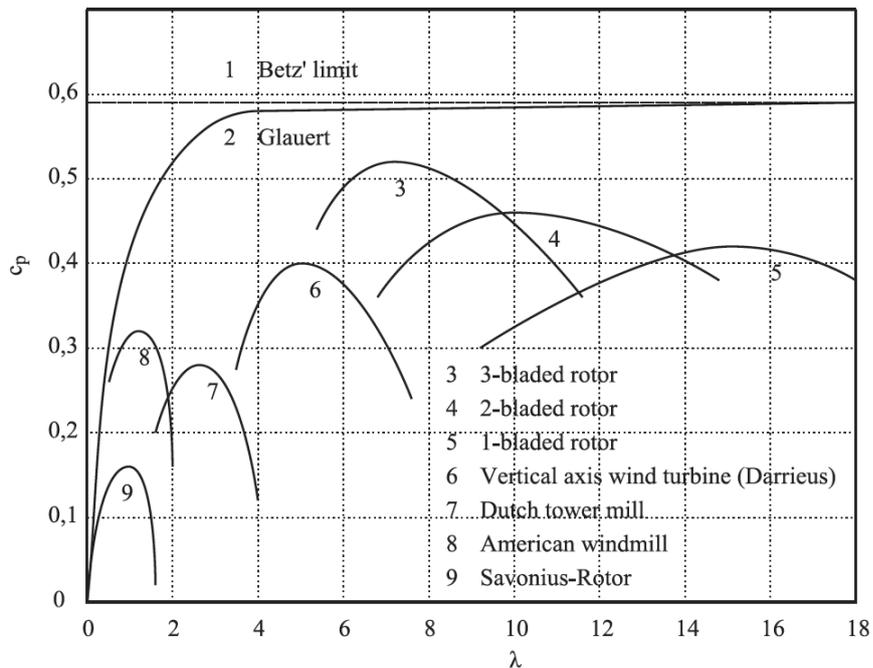


Figura 3.4 – C_p vs. λ (TSR) para vários tipos de turbinas.
Fonte: TONG, 2010.

A Equação 3.20, define C_p , como a relação entre a potência no eixo de saída da turbina no e P_e (W), (diferente da usada na teoria do limite de Betz) e, a potência hidráulica, P_h (W). Esta relação apresenta uma condição ideal (sem perdas).

$$C_p = \frac{P_e}{P_h} = \frac{P_e}{\frac{\rho}{2} \cdot S \cdot V^3} \quad (3.20)$$

O que se deseja com todo projeto de turbina livre, é que o C_p seja o mais alto possível e que permaneça constante dentro de uma grande faixa de λ , já que essa característica permitirá que a turbina tenha um bom desempenho ainda com a variação das condições de operação.

O coeficiente de potência também pode ser expresso em termos de momento (ou torque) M (N), como observa na Equação 3.21, já que, $P_e = M \cdot \Omega$.

$$C_p = \frac{P_e}{P_h} = \frac{M \cdot \Omega}{\rho \cdot R \cdot l \cdot V^3} \quad (3.21)$$

A condição ideal equivaleria a gerar potências maiores no eixo de saída com potências hidráulicas baixas, porém é importante que o momento seja alto para obter maior potência, sendo que esta faz ao rotor girar ao redor de um eixo, embora isto não implique o aumento do C_p . Deste modo, o momento escreve-se na Equação 3.22, e o coeficiente de momento, C_m , se relaciona com o C_p mediante a Equação 3.23.

$$M = \frac{\rho}{2} \cdot C_m \cdot S \cdot R \cdot V^2 \quad (3.22)$$

$$\lambda = \frac{C_p}{C_m} \quad (3.23)$$

Por outro lado, os coeficientes de sustentação e arrasto, o momento e em consequência o coeficiente de potência, dependem em forma direta das propriedades do escoamento e da geometria do rotor. Estas variáveis se relacionam por meio do número de Reynolds, Re , o qual é uma quantidade adimensional que denota a medida de turbulência de uma corrente fluida (vide seção 4.3), e calcula-se a partir de:

$$Re = \frac{V \cdot \rho \cdot c}{\mu} = \frac{V \cdot c}{\nu} \quad (3.24)$$

Onde c , é a corda do perfil como fator geométrico. Como propriedades do fluido, μ (cP), e ν (m/s²), são viscosidade dinâmica e cinemática respectivamente, e V , é a velocidade do escoamento. Como o Re varia com o tipo de perfil e o ângulo de ataque do mesmo, então, este número pode ser considerado como condição quantitativa de operação da turbina.

3.4 Teoria para estimação preliminar do desempenho de rotores Darrieus.

Da teoria do limite de Betz, aplicada para a pá que recebe o escoamento de forma inicial entendem-se os seguintes fatos:

- A velocidade do escoamento na seção a montante do rotor é V_1 (m/s) na direção $x \rightarrow$, e a pressão é P_0 .
- A velocidade do escoamento na seção a jusante do rotor é V_2 ($< V_1$) em (m/s), na direção $x \rightarrow$, com pressão, P_0 , tem uma velocidade rotacional induzida, ω .
- Em uma distância infinitesimal a montante do rotor, a velocidade do escoamento é V , na direção $x \rightarrow$, com pressão, P , e velocidade rotacional, Ω .
- Em uma distância infinitesimal a jusante do rotor, a velocidade do escoamento é V , na direção $x \rightarrow$, com pressão, P_1 , e velocidade rotacional induzida, $\Omega + \omega'$.
- Da Equação 3.9, pode-se assumir que V' , é igual a V para a primeira pá, portanto o coeficiente de queda de velocidade, a , também chamado coeficiente de interferência, é igual a (Equação 3.25):

$$V = V_1 \cdot (1 - a) \therefore a = 1 - \frac{V}{V_1} \quad (3.25)$$

Assim, a velocidade V_2 (m/s), define-se mediante a Equação 3.26:

$$V_2 = V_1 \cdot (1 - 2a) \quad (3.26)$$

Então, o coeficiente de velocidade específica local, λ' , tomado para uma distância infinitesimal a montante da turbina se define como a Equação 3.27:

$$\lambda' = \frac{\Omega \cdot R}{V} \quad (3.27)$$

Os efeitos de vorticidade e bloqueio produzem uma variação da velocidade do escoamento, reduzindo V_1 ao valor de V , então, $V_1 > V$, e o λ , descrito na Equação 3.18, reescreve-se como a Equação 3.28:

$$\lambda = \frac{\Omega \cdot R}{V_1} \quad (3.28)$$

E por analogia, λ' e λ , se relacionam por meio da Equação 3.29:

$$\lambda' = \frac{\lambda}{1 - a} \quad (3.29)$$

Quando a turbina está em movimento, as componentes, V e U , formam uma componente resultante chamada velocidade relativa, W (m/s), a qual é a componente cinemática das forças que faz o rotor girar. Quando a corda é totalmente perpendicular à corrente, W escreve-se como a Equação 3.28:

$$W^2 = V^2 + U^2 \quad (3.30)$$

As componentes de velocidade são mostradas Figura 3.5, onde o ângulo, θ ($^\circ$), resulta da soma do ângulo de ataque, α ($^\circ$), com o ângulo de passo, β ($^\circ$), como na Equação 3.31.

$$\theta - 90 = \alpha + \beta \quad (3.31)$$

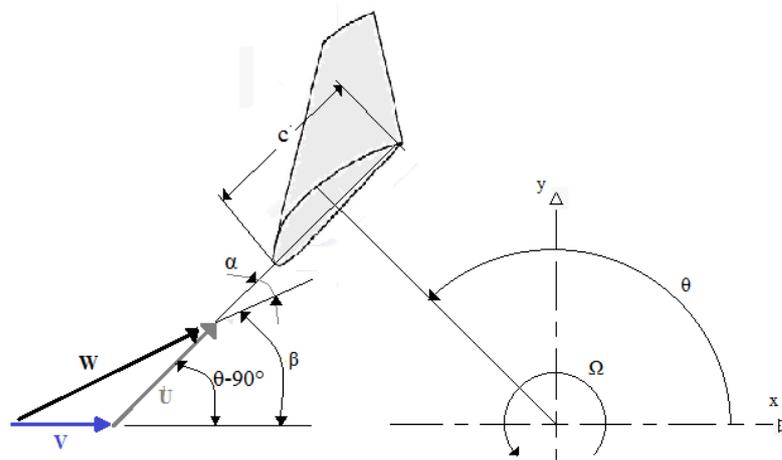


Figura 3.5 – Velocidades sobre a seção transversal do hidrofólio

O ângulo α depende do vetor W e da corda do perfil c , enquanto o ângulo de passo β é determinado por W e pela direção do escoamento. Ambos os ângulos variam com a posição da pá. Desde um ponto sobre o perfil em movimento (vide Figura 3.6), o triângulo de velocidades se expressa assim conforme à Equação 3.32.

$$W^2 = (V \cdot \sin \theta)^2 + (U + V \cdot \cos \theta)^2 \quad (3.32)$$

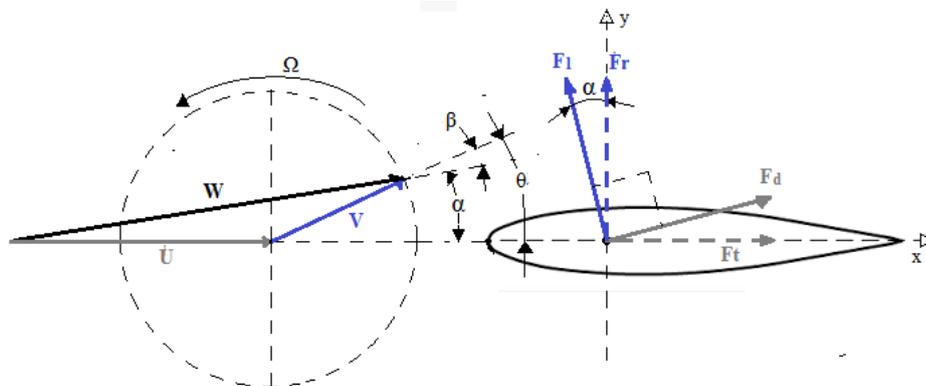


Figura 3.6 – Componentes das forças e velocidades aparentes sobre o hidrofólio

Então α pode ser calculada por meio da Equação 3.33:

$$\tan \alpha = \frac{V \cdot \sin \theta}{U + V \cdot \cos \theta} = \frac{V \cdot \sin \theta}{\Omega \cdot R + V \cdot \cos \theta} \quad (3.33)$$

Nas posições $\theta = 90^\circ$ e $\theta = 270^\circ$, o ângulo $\alpha = 0^\circ$, já que nesses pontos V e U são vetores paralelos, e isto é observável fazendo a prospecção da Figura 3.6. Então, quando a asa está na posição perpendicular a V , a sustentação é nula e a força de arrasto produz um torque na direção contrária à rotação que diminui a velocidade de rotação do rotor, sendo essa uma das causas da baixa eficiência neste tipo de turbinas. Logo, para obter um torque positivo maior (no sentido correto de rotação), é preciso que a força de sustentação seja maior que a força de arrasto ou que o arrasto seja do menor valor possível. Esta condição se apresenta geralmente nas faixas menores de coeficiente de velocidade de ponta ($\lambda < 4$), e em ângulos α menores ou próximos a 10° . Quando o ângulo $\alpha > 10$ sobre o perfil, o rotor entrar em perda de sustentação.

Como as forças são produto da componente de velocidade W (vide Figura 3.6), as forças de sustentação e arrasto podem se expressar conforme à Equação 3.34:

$$F_l = \frac{\rho}{2} \cdot C_l \cdot A \cdot W^2 \quad F_d = \frac{\rho}{2} \cdot C_d \cdot A \cdot W^2 \quad (3.34)$$

As projeções das forças resultantes nos eixos coordenados compõem a força tangencial, F_t (N), na direção x , e a força radial, F_r (N), na direção y , que se mostram na Figura 3.6 seriam (Equações 3.35 e 3.36):

$$F_t = F_l \cdot \sin \alpha - F_d \cdot \cos \alpha \quad (3.35)$$

$$F_r = F_l \cdot \cos \alpha + F_d \cdot \sin \alpha \quad (3.36)$$

Onde a componente da força de sustentação no eixo x é positiva na direção do giro. Assim mesmo, o coeficiente tangencial, C_t , e o coeficiente radial, C_r , podem se expressar como segue (Equações 3.37 e 3.38):

$$C_t = C_l \cdot \sin \alpha - C_d \cdot \cos \alpha \quad (3.37)$$

$$C_r = C_l \cdot \cos \alpha + C_d \cdot \sin \alpha \quad (3.38)$$

Na mesma sequência, as forças F_t e F_r escrevem-se conforme à Equação 3.39:

$$F_t = \frac{\rho}{2} \cdot C_t \cdot A \cdot W^2 \quad F_r = \frac{\rho}{2} \cdot C_r \cdot A \cdot W^2 \quad (3.39)$$

O torque ou momento instantâneo, $M = F_t \cdot \Delta R$ (Nm), é o produto entre a força tangencial e o raio da pá em um ponto dado. O torque induzido total, M_t (Nm), calcula-se com a multiplicação do torque instantâneo ao longo de uma trajetória com o número de pás (Equação 3.40).

$$M_t = \bar{M} \cdot R \cdot z = \frac{z}{2\pi} \cdot \int_0^{2\pi} \frac{\rho}{2} \cdot C_t \cdot A \cdot W^2 \cdot d\theta \quad (3.40)$$

A potência do rotor, P (N), é igual a (Equação 3.41):

$$P = M_t \cdot \Omega \quad (3.41)$$

O escoamento exerce uma força axial, F_a (N), sobre as pás na direção de V . Essa força é expressa em função das forças radial e tangencial e calcula-se a partir da Equação 3.42:

$$F_a = F_r \cdot \sin \theta - F_t \cdot \cos \theta = \frac{\rho}{2} \cdot A \cdot W^2 \cdot (C_r \cdot \sin \theta - C_t \cdot \cos \theta) \quad (3.42)$$

Igualmente, a força axial média, $F_{a \text{ total}}$, para toda a trajetória circular se estima com a Equação 3.43:

$$F_{a \text{ total}} = F_a \cdot z = \frac{z}{2\pi} \cdot \int_0^{2\pi} \frac{\rho}{2} \cdot A \cdot W^2 \cdot (C_r \cdot \sin \theta - C_t \cdot \cos \theta) \cdot d\theta \quad (3.43)$$

3.4.1 Coeficiente de interferência

Calcular o valor de C_p , é um tanto complexo devido à dificuldade que representa determinar o valor de V , porque estimar a variação de V_1 como um produto da incidência de uma geometria em movimento implica considerar alguns fenômenos físicos só mesuráveis experimentalmente, ou por meio do uso de softwares de mecânica de fluidos que aumentam o custo computacional. No entanto, Rosato (2019), estimou que determinando o coeficiente de interferência, a , é possível obter uma boa aproximação do o valor de C_p . Assim, associando as Equações 3.1 e 3.3, pode se dizer que a força axial sobre o rotor é dada pela Equação 3.44:

$$F_a = \rho \cdot S \cdot \left[\frac{(V_1 + V_2)}{2} \right] \cdot (V_1 - V_2) = \frac{\rho}{2} \cdot S \cdot (V_1^2 - V_2^2) \quad (3.44)$$

Substituindo na Equação 3.43, obtém-se a Equação 3.45:

$$(V_1^2 - V_2^2) = \frac{z \cdot A}{2\pi \cdot S} \cdot \int_0^{2\pi} W^2 \cdot (C_r \cdot \sin \theta - C_t \cdot \cos \theta) \cdot d\theta \quad (3.45)$$

Resolvendo a Equação 3.45, na parte esquerda, obtêm-se a Equação 3.46:

$$(V_1^2 - V_2^2) = 2 \cdot V \cdot \left[\frac{V}{(1-a)} \cdot (1 - (1-2a)) \right] = \frac{4a \cdot V^2}{(1-a)} \quad (3.46)$$

Lembrando a definição de solidez (Equação 3.17), e substituindo na anterior, obtém-se a Equação 3.47:

$$\frac{a}{(1-a)} = \frac{\sigma}{8\pi} \cdot \int_0^{2\pi} \frac{W^2}{V^2} \cdot (C_r \cdot \sin \theta - C_t \cdot \cos \theta) \cdot d\theta \quad (3.47)$$

Finalmente, deixando todo em termos de λ' (vide Equação (3.37)), obtém-se:

$$\frac{a}{(1-a)} = \frac{\sigma}{8\pi} \cdot \int_0^{2\pi} (1 + \lambda'^2 + 2\lambda' \cdot \cos \theta) \cdot (C_r \cdot \sin \theta - C_t \cdot \cos \theta) \cdot d\theta \quad (3.48)$$

A Equação 3.48 é conhecida como a Integral de Glauert⁵ modificada para turbinas de eixo vertical, e permite calcular o coeficiente a por meio de valores discretos de σ e λ' . Na versão original, essa integral ressalta que a eficiência aerodinâmica aumenta com λ e tende assintoticamente ao limite de Betz em rotores horizontais. A anteriormente apresentada Figura 3.4, além das já mencionadas curvas típicas de vários rotores de aproveitamento cinético, também exhibe a curva da variação do coeficiente de potência em função do coeficiente de velocidade de ponta, obtida por meio da Integral de Glauert para uma turbina ideal.

3.4.2 Coeficiente de potência

Para determinar o valor do coeficiente de potência, C_p , Manwell *et al.*, (2010) definem a velocidade relativa, W , com uma função do ângulo de passo, β , segundo a Figura 3.7.

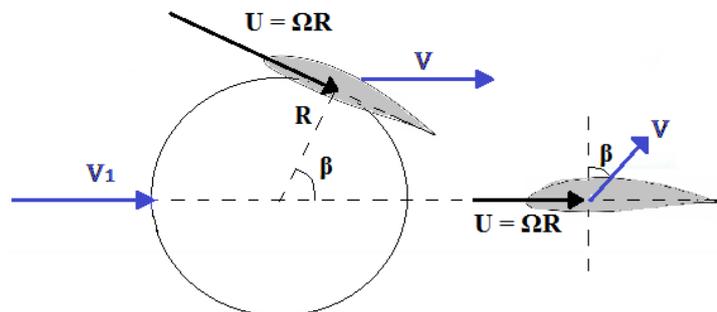


Figura 3.7 – Componentes das velocidades em função do ângulo de passo.

Escrito em forma de equação (3.49), isto é:

$$W^2 = [\Omega \cdot R + V_1 \cdot (1-a) \cdot \sin \beta]^2 + (V_1 \cdot (1-a) \cdot \cos \beta)^2 \quad (3.49)$$

⁵ Hermann Glauert foi um físico britânico, destacado por seus estudos relacionados com a Teoria do Perfil Aerodinâmico e o Rotor.

Deixando a Equação 3.49, como função de λ na Equação 3.50:

$$\frac{W}{V_1} = \sqrt{[\lambda + (1 - a) \cdot \sin \beta]^2 + ((1 - a) \cdot \cos \beta)^2} \quad (3.50)$$

O ângulo, α , pode ser estimado com a aproximação para valores elevados de λ , com a Equação 3.49:

$$\alpha = \tan^{-1} \left[\frac{(1 - a) \cdot \cos \beta}{\lambda + (1 - a) \cdot \sin \beta} \right] = \alpha \approx \frac{(1 - a) \cdot \cos \beta}{\lambda} \quad (3.51)$$

A velocidade após o rotor V_2 , foi definida na Equação 3.26. Então, a força na direção do fluxo por unidade de longitude é dada pela Equação 3.52:

$$\tilde{F}_a = \dot{m} \cdot \Delta U = \dot{m} \cdot [U - U \cdot (1 - 2a)] = 4R \cdot \rho \cdot a \cdot (1 - a) \cdot U^2 \quad (3.52)$$

Da Teoria do Elemento de Pá - *BEM (Blade Element Method)*, sabe-se que a força axial em condições ótimas de sustentação é igual à Equação 3.53:

$$\bar{F}_a = \frac{z}{2\pi} \cdot \int_0^{2\pi} \frac{\rho}{2} \cdot c \cdot W^2 \cdot C_l \cdot \cos(\alpha + \beta) \cdot d\theta \quad (3.53)$$

Igualando ambas as Equações 3.52 e 3.53, obtém-se a Equação 3.54:

$$a \cdot (1 - a) = \frac{\sigma}{8\pi} \cdot \int_0^{2\pi} \frac{W^2}{V_1^2} \cdot C_l \cdot \cos(\alpha + \beta) \cdot d\theta \quad (3.54)$$

A Equação 3.54 apresenta uma forma do coeficiente de interferência onde $\alpha + \beta = \theta$ segundo Manwell *et al.* (2010) na 7. No entanto, este valor de a não inclui o efeito da força de arrasto, por este motivo, neste trabalho se usa a Integral de Glauert para calculá-lo. Diante disso, da Equação 3.21, pode apresentar a Equação 3.55:

$$C_P = \frac{M_t \cdot \Omega}{\rho \cdot R \cdot l \cdot V^3} \quad (3.55)$$

Substituindo a Equação 3.50 na equação anterior, resulta a Equação 3.56:

$$C_P = \frac{\sigma \cdot \lambda}{2\pi} \cdot \int_0^{2\pi} \frac{W^2}{V_1^2} \cdot C_l \sin \alpha \cdot \left[1 - \frac{C_d}{C_l \cdot \tan \alpha} \right] \cdot d\theta \quad (3.56)$$

Reescrevendo a Equação 3.56, obtém-se a Equação 3.57:

$$\frac{1}{1 - a} = 1 + \frac{\sigma}{8\pi} \cdot \int_0^{2\pi} [(\lambda' + \sin \beta)^2 + \cos^2 \beta] \cdot C_l \cdot \left[\cos \beta + \tan^{-1} \left(\frac{\cos \beta}{\lambda' + \sin \beta} \right) \right] \cdot d\theta \quad (3.57)$$

O coeficiente de sustentação pode ser escrito como, $C_l = C_{l,\alpha}$, onde $C_{l,\alpha}$ é a inclinação entre as velocidades, V_1 e V_2 sobre a pá, e como $\alpha + \beta = \theta$, então (Equação 3.58):

$$\frac{1}{1-a} = 1 + \frac{\sigma}{8\pi} \cdot \int_0^{2\pi} \left[\lambda' + 2\sin\theta + \frac{1}{\lambda'} \right] \cdot C_{l,\alpha} \cdot \cos^2\theta \cdot d\theta \quad (3.58)$$

Integrando (Equação 3.59):

$$\frac{1}{1-a} = 1 + \frac{\sigma}{8\pi} \cdot C_{l,\alpha} \cdot \left(\lambda' + \frac{1}{\lambda'} \right) = a \approx \frac{\sigma}{8\pi} \cdot C_{l,\alpha} \cdot \lambda \quad (3.59)$$

Assumindo o coeficiente de arrasto, C_d , para cada α como constante ($C_{d,0}$), a integral 3.59, ficaria como (Equação 3.60):

$$C_p = \frac{\sigma}{2\pi} \cdot C_{l,\alpha} \cdot \frac{(1-a)^4}{\lambda} \cdot (\lambda'^2 + 1) - [\sigma \cdot C_{d,0} \cdot (1-a)^2 \cdot (\lambda'^2 + 1)] \quad (3.60)$$

Para, $\lambda' \gg 1$, a expressão, $(\lambda'^2 + 1) = \lambda'^2$. Assim, finalmente o C_p é igual a (Equação 3.61):

$$C_p \approx 4a \cdot (1-a)^2 \cdot (\sigma \cdot C_{d,0} \cdot \lambda^3) \quad (3.61)$$

Esta abordagem pode ser resolvida numericamente mediante técnicas de iteração, que considerem dados experimentais para extrair os valores dos coeficientes de sustentação e arrasto, assim como, a seleção das condições de solidez e velocidade. Também, é importante considerar que algumas condições foram idealizadas, em particular, que para taxas altas de velocidade de ponta, $\lambda' \gg 1$, e, $\lambda \gg 1$, o ângulo de ataque será relativamente pequeno, $\alpha \ll 1$.

Capítulo 4: Dinâmica de fluidos computacional

A Dinâmica dos Fluidos Computacional (*CFD* em inglês), permite a solução do campo de escoamento de forma local ou discreta, onde as variações de velocidade, pressão e temperatura podem ser determinadas numericamente utilizando a técnica numérica dos volumes finitos, na qual o domínio é discretizado em volumes infinitesimais onde os princípios de conservação devem ser atendidos, resultado na solução de inúmeros problemas da mecânica dos fluidos.

4.1 Conservação da massa

As leis básicas da mecânica de fluidos estabelecem que a massa seja conservada tanto nos domínios absolutos como relativos; isto expressa-se na forma diferencial na Equação 4.1:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u_i)}{\partial x_i} = 0 \quad (4.1)$$

O princípio de conservação da massa pode ser estendido para os domínios não inerciais, apenas substituindo o campo de velocidades absolutas u_i pelo campo de velocidade relativa w_i .

4.2 Conservação da quantidade de movimento em sistemas inerciais e não inerciais.

A segunda Lei de Newton estabelece que a força resultante sobre um volume de controle causa uma variação na quantidade de movimento, o que significa que o aumento do momento de uma partícula de fluido é igual à soma das forças na partícula de fluido. Considerando um sistema fixo ou inercial a equação da quantidade de movimento linear, resulta a Equação 4.2:

$$\rho \frac{\partial u_j}{\partial t} + \rho u_k \frac{\partial u_j}{\partial x_k} = - \frac{\partial}{\partial x_j} (p^* \delta_{ij}) + \mu \frac{\partial}{\partial x_i} \left(\frac{\partial u_j}{\partial x_i} + \frac{\partial u_i}{\partial x_j} \right) \quad (4.2)$$

No sistema relativo correspondente ao domínio não inercial, deve ser associada as forças ou acelerações aparentes como a normal e de Coriolis, resultando na Equação 4.3:

$$\rho \frac{\partial w_j}{\partial t} + \rho w_k \frac{\partial w_j}{\partial x_k} + \rho (\vec{a}_n + \vec{a}_c) = - \frac{\partial}{\partial x_j} (p^* \delta_{ij}) + \mu \frac{\partial}{\partial x_i} \left(\frac{\partial w_j}{\partial x_i} + \frac{\partial w_i}{\partial x_j} \right) \quad (4.3)$$

A aceleração aparente \vec{a}^* na Equação 4.4, está composta pela aceleração de translação do referencial não-inercial $\ddot{\vec{R}}_0$, aceleração tangencial $\vec{a}_t = \dot{\vec{\omega}} \times \vec{r}$, aceleração normal $\vec{a}_n = \vec{\omega} \times (\vec{\omega} \times \vec{r})$; e aceleração de Coriolis $\vec{a}_c = 2\vec{\omega} \times \vec{w}$, onde \vec{w} é a velocidade em relação ao

referencial não-inercial, $\vec{\omega}$ é a velocidade angular do eixo de rotação do referencial não-inercial, r é o raio vetor da partícula em relação à origem do referencial inercial, \vec{R}_0 é o raio vetor da origem do referencial não-inercial em relação à origem do referencial inercial. (RAMÍREZ, 2019).

$$\vec{a}^* = \ddot{\vec{R}}_0 + \vec{a}_t + \vec{a}_n + \vec{a}_c \quad (4.4)$$

De modo que, considerado uma da turbina Darrieus H, onde tem-se dois domínios, um inercial e outro não inercial ligados por uma interfase, tem-se um fenômeno transitório onde as forças normais e de Coriolis induziram alterações no campo de escoamento relativo.

4.3 Turbulência

Em estudos experimentais, quando o escoamento é caracterizado pelo movimento em lâminas ou camadas, não havendo mistura macroscópica de camadas é definido como regime de escoamento laminar. No entanto, quando o movimento das camadas de fluido é tridimensional e aleatório, existindo sobreposição das camadas é conhecido como escoamento turbulento, com maior frequência encontrada na natureza e na maioria das aplicações em turbomáquinas.

A forma mais comum de determinar a medida de turbulência é número de Reynolds, Re , definido como a relação entre as forças inerciais e as forças viscosas, ou também, a relação de forças de cisalhamento turbulentas e forças de cisalhamento viscoso.

Em forma geral entende-se que, números $Re < 2300$, são considerados laminares, enquanto $Re > 2400$ são turbulentos, portanto, na faixa de valores intermediários é considerado como regime de transição (vide Figura 4.1). Após os valores $Re > 2400$ (valor crítico), acontece uma variação caótica das propriedades do escoamento, formando vórtices de diferentes escalas no escoamento tornando-o intrinsecamente instável e aleatório como é observável na Figura 4.1 (VERSTEEG & MALALASEKERA, 2007).

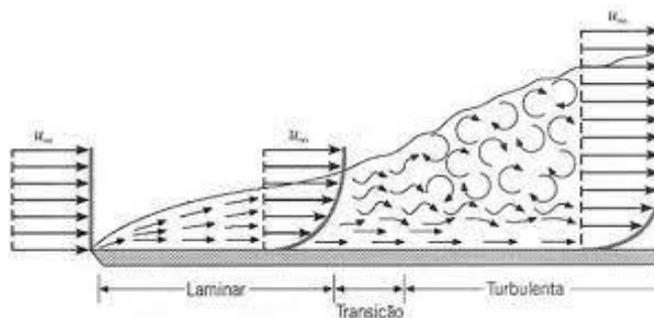


Figura. 4.1 – Regimes de turbulência.

O fenômeno da turbulência está presente em grande parte dos problemas engenharia que envolvem a mecânica de fluidos, onde se apresenta de multiplicidade de remoinhos de escalas de diferentes tamanhos, tridimensionais e que variam com o tempo. Análises espectrais da turbulência, como os apresentados por Taylor (1935) e mais recentemente por Kolmogorov (1941), mostram que a turbulência é representada por uma cascata de energia onde os grandes vórtices transferem energia para os menores e estes por sua vez são naturalmente dissipados (vide Figura 4.2).

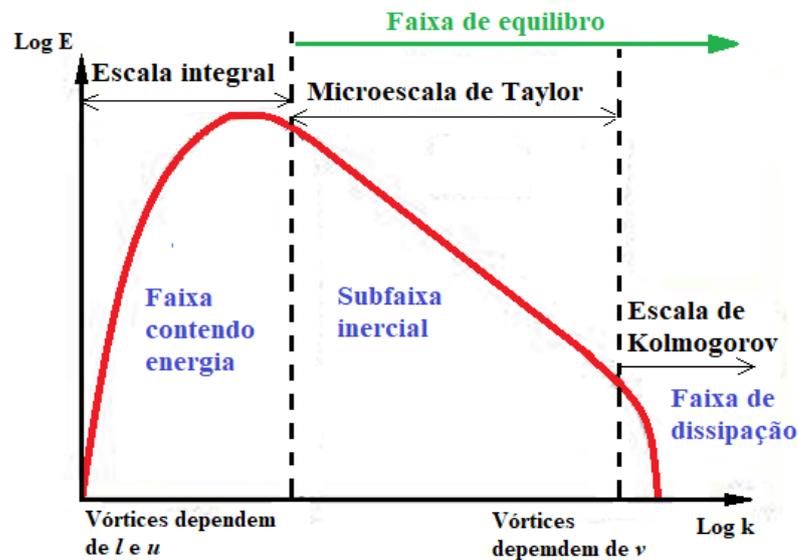


Figura. 4.2 – Cascata de energia.

Mas considerar todas estas variáveis em todas as escalas de comprimentos e tempo implica uma devida discretização do domínio onde seriam necessárias malhas muito refinadas que permitam contemplar aquelas de menor escala, e para essa abordagem, o nível de refinamento de malha ultrapassa muito a capacidade computacional atual (REZEK, 2019).

Mesmo assim, a mecânica de fluidos computacional fornece ferramentas que permitem modelar o fenômeno de turbulência por meio de equações de transporte, que representam as médias da turbulência dentro um campo espectral adequado para a maioria dos problemas da engenharia.

4.4 Modelos de turbulência

Os modelos de turbulência propõem métodos numéricos e analíticos para solução de problemas da mecânica de fluidos que precisam da análise diferencial do escoamento turbulento. Os modelos de turbulência, são determinados com base na introdução da média e as flutuações das variáveis do campo de escoamento, como a velocidade e a pressão nas

equações de Navier Stokes, resultando num termo adicional do campo tensorial definido como as flutuações num sistema anisotrópico. Este novo conjunto de equações é conhecido como as Médias de Reynolds, (RANS Reynolds Average Navier Stokes), representado as tensões críticas e descrevendo os efeitos das flutuações de pressão e velocidade no escoamento.

Para um escoamento newtoniano no sistema não inercial (rotor), transiente e incompressível a equação de Reynolds em coordenadas cartesianas pode ser expressa como mostra a Equação 4.5:

$$\rho \frac{\partial \bar{w}_j}{\partial t} + \rho \bar{w}_k \frac{\partial \bar{w}_j}{\partial x_k} + \rho (\vec{a}_n + \vec{a}_c) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[-p^* \delta_{ij} + \mu \frac{\partial}{\partial x_i} \left(\frac{\partial \bar{w}_j}{\partial x_i} + \frac{\partial \bar{w}_i}{\partial x_j} \right) - \rho \bar{w}'_i \bar{w}'_j \right] \quad (4.5)$$

A instabilidade do escoamento devido ao giro do rotor Darrieus-H implica usar equações *Unsteady*-RANS para estimar a mudança da viscosidade turbulenta por meio de modelagem da energia cinética e a dissipação turbulenta, e os tensores de Reynolds pela hipótese de Boussinesq apresentada na Equação 4.6.

$$-\rho \bar{w}'_i \bar{w}'_j = -\mu_t \left(\frac{\partial \bar{w}_j}{\partial x_i} + \frac{\partial \bar{w}_i}{\partial x_j} \right) - \frac{2}{3} \rho k \delta_{ij} \quad (4.6)$$

Onde $k = \frac{1}{2} (\bar{w}'_1{}^2 + \bar{w}'_2{}^2 + \bar{w}'_3{}^2)$, é a energia cinética turbulenta por unidade de massa, e μ_t , é a viscosidade dinâmica turbulenta, que também pode ser expressa como o produto da massa específica entre a viscosidade cinemática turbulenta, $\mu_t = \rho \nu_t$.

Diversos métodos matemáticos podem ser usados para resolver essas equações RANS ou URANS por exemplo, o modelo de transporte escalar $k-\omega$ SST utilizado neste trabalho.

4.4.1 Modelo $k-\omega$ SST

Modelo $k-\omega$ SST desenvolvido por Menter (1994), é um modelo híbrido entre dois modelos de turbulência: o $k-\varepsilon$ e o $k-\omega$, os quais serão previamente definidos a continuação.

A energia cinética instantânea de um escoamento turbulento $k(t)$ corresponde à soma da energia cinética média tridimensional, K (conhecida desde a cinemática elementar), com a energia cinética turbulenta por unidade de massa k , sendo $k(t) = K + k$. Multiplicando a equação de Reynolds entre a equação da energia cinética turbulenta aparece o termo correspondente à taxa de dissipação de energia cinética turbulenta por unidade de massa, $\varepsilon = 2\nu_t \overline{S'_{ij} \cdot S'_{ij}}$. Deste modo, Launder e Spalding (1974) determinaram que com um modelo duas equações ($k-\varepsilon$), é possível desenvolver equações de transporte semelhantes para todas as

quantidades de turbulência, partindo da hipótese de que a relação entre a tensão de Reynolds e a taxa de deformação média é a mesma em todas as direções.

Por outro lado, Wilcox (1988), formulou o modelo $k-\omega$, também baseado em duas equações de transporte escalares, nas quais o termo de dissipação é calculado com base na vorticidade. Neste sistema, $\omega = \varepsilon/k$ corresponde à taxa de produção de energia cinética turbulenta.

Usando os dois modelos de turbulência supracitados, Menter (1994), formulou o modelo híbrido $k-\omega$ SST, que transforma o modelo $k-\varepsilon$ em um modelo $k-\omega$ na região próxima à parede, e deixa o modelo $k-\varepsilon$ padrão na região totalmente turbulenta longe da parede. Neste modelo a viscosidade turbulenta é definida $\mu_t = \frac{\rho k}{\omega}$, e varia concordância com o tensor cisalhante de transporte (SST em inglês). Assim, as Equações 4.7 e 4.8 para k y ω respectivamente neste modelo ficam:

$$\frac{\partial(\rho k)}{\partial t} + \mathbf{U}_j \left(\frac{\rho k}{\partial x_j} \right) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + \left(2\mu_t S_{ij} \cdot S_{ij} - \frac{2}{3} \rho \omega \frac{\partial U_i}{\partial x_j} \delta_{ij} \right) - \beta^* \rho \omega \quad (4.7)$$

Onde $\sigma_k = 2$, e $\beta^* = 0.09$

$$\begin{aligned} \frac{\partial(\rho \omega)}{\partial t} + \mathbf{U}_j \left(\frac{\rho \omega}{\partial x_j} \right) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_{\omega 1}} \right) \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \right] + \gamma_2 \left(2\rho_t S_{ij} \cdot S_{ij} - \frac{2}{3} \rho \omega \frac{\partial U_i}{\partial x_j} \delta_{ij} \right) - \beta_2 \rho \omega^2 + \\ 2(1 - F_1) \frac{\rho}{\sigma_{\omega 2} \omega} \cdot \frac{\partial k}{\partial x_k} \cdot \frac{\partial \omega}{\partial x_k} \end{aligned} \quad (4.8)$$

Onde $\sigma_k = 2$, $\sigma_{\omega 1} = 2$, $\sigma_{\omega 2} = 1.17$, $\gamma_2 = 0.44$, $\beta^* = 0.083$, e $\beta_2 = 0.09$. O termo F_1 na Equação 4.8 introduz a turbulência no modelo. Menter (1994) define a variável $F_1 = 1$ nas regiões próximas à parede, e faz $F_1 = 0$ nas regiões afastadas. (BOTAN *et al.* 2021)

4.5 Malha computacional

Uma malha computacional é uma série de células de grade superpostas sobre a totalidade da geometria do domínio, e sobre as quais se aplicam todas equaciones fundamentais da mecânica de fluidos para gerar valores discretos correspondentes às variáveis de campo.

A qualidade de uma malha depende muito da forma da célula em relação a aspecto (definida como $RA = \Delta Y / \Delta X$), e o ângulo de distorção entre linhas de malha θ_d ; este último é formado entre a normal face da célula e o vetor do centroide do célula ao centroide da célula adjacente. (TU *et al.* 2013).

Devem evitar-se valores de RA elevados nas regiões de escoamento importantes para obter resultados mais precisos. Em relação a θ_d , recomenda-se que o valor deste esteja a mais próximo de 90° para evitar a distorção das células, pois para faixa de $45^\circ > \theta_d > 135^\circ$ as células da malha ficam muito inclinadas e esta condição frequentemente conduz a resultados pouco confiáveis. Na Figura 4.3 se mostra uma malha com problemas de aspecto e distorção.

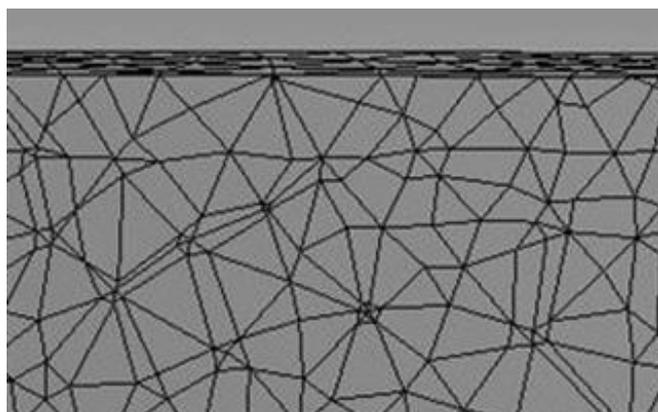


Figura. 4.3 – Malha com problemas de aspecto e de ângulo de distorção.

Quando se trata de análises 3D (quando existe uma mudança considerável das propriedades do escoamento em um espaço tridimensional), as células podem adotar formatos tetraédricos, prismáticos, poliédricos ou piramidais. Quando são estudados corpos cuja variação geométrica se apresenta somente em um plano bidimensional e as variáveis do campo de escoamento mudam quase proporcionalmente com a profundidade do fluxo, é conveniente usar uma malha 2D (como a selecionada para este estudo), já que se reduz consideravelmente o tempo computacional em comparação com uma malha 3D. Nas malhas 2D todos os nós ou pontos discretos estão em um determinado plano com sendo seus elementos resultantes quadriláteros ou triângulos.

4.5.1 Tipos de malha

Fundamentalmente, existem dois sistemas de malhas, a *malha estruturada* (Figura 4.4a), e a *malha não estruturada* (Figura 4.4b). Na *malha estruturada* existe uma conectividade regular em ordem ortogonal em um sistema cartesiano, e as células têm forma regular com pontos de canto de quatro nós em duas dimensões, ou um elemento de forma hexaédrica com pontos de canto de oito nós em três dimensões. (TU *et al.* 2013).

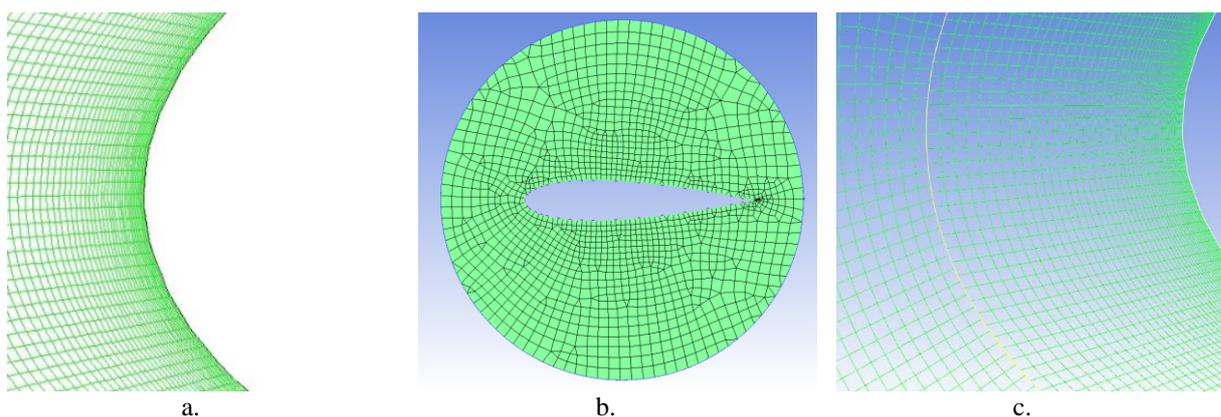


Figura. 4.4 – Malha de um perfil aerodinâmico gerado no ICEM-CFD®. a) **Malha estruturada**. b) **Malha não estruturada** c) **Malha híbrida** (não estruturada à esquerda, estruturada ao meio, perfil à direita)

A malha estruturada ao ser mais regular, permite resolver características complexas dos escoamentos por meio de CFD de uma forma mais eficiente. No entanto, quando as geometrias estudadas são complexas e não encaixam em um sistema cartesiano, como no caso de corpos naturais, objetos intrincados ou estruturas sem um padrão regular, a construção de uma malha estruturada resulta em uma tarefa complicada. Nestes casos, são utilizadas as *malhas não estruturadas* compostas de triângulos ou quadriláteros (2D), ou tetraedros e prismas (3D) dispostos em um padrão irregular. Entretanto que este sistema de malha permite a discretização de um domínio físico sobre uma geometria complexa, e isso implica a aparição de cálculos adicionais que permitem estabelecer conectividade entre as células de grade vizinhas (TU *et al.* 2013), o que resulta em maior gasto computacional.

Embora a malha estruturada consiga otimizar o tempo de solução das equações ao padronizar as grades em torno do elemento estudados, a sua construção não é fácil e habitualmente, exige que o projetista tenha experiência no desenho das malhas. Por outra parte, mesmo que existem *softwares* que permitem fazer malhas não estruturas de forma automática em volta de geometrias complexas, a solução dos sistemas de equações para domínios irregulares aumenta consideravelmente o tempo de simulação. É por essa razão que na maioria de análises CFD são usadas *malhas híbridas* como a mostrada na Figura 4.4c (sistema usado nesta pesquisa), em que é construído um domínio estruturado nas proximidades das paredes das geometrias que precisam de maior discretização, e na região do domínio mais afastada da parede onde não é necessário tanto refinamento (geralmente é a região de maior área), constrói-se uma malha não estruturada.

Capítulo 5: Projeto de turbina hidrocínética Darrieus-H de eixo vertical

5.1 Algoritmo Numérico Baseado na Integral de Glauert - ANBIG

Com o uso do solucionador matemático MATLAB®, foi realizado um algoritmo que permite resolver a Integral de Glauert para estimar o coeficiente de interferência, α , e calcular o C_p de turbinas Darrieus. O algoritmo ANBIG cujas fases de solução são mostradas na Figura 5.1, consiste em uma metodologia que constrói uma curva de desempenho ideal a partir dos seguintes dados de entrada: o tipo de perfil, a velocidade do escoamento, o número de Reynolds, e a solidez. O método mostra a superestimação da curva real em razão de não serem consideradas as perdas nem as mudanças nas propriedades do escoamento.

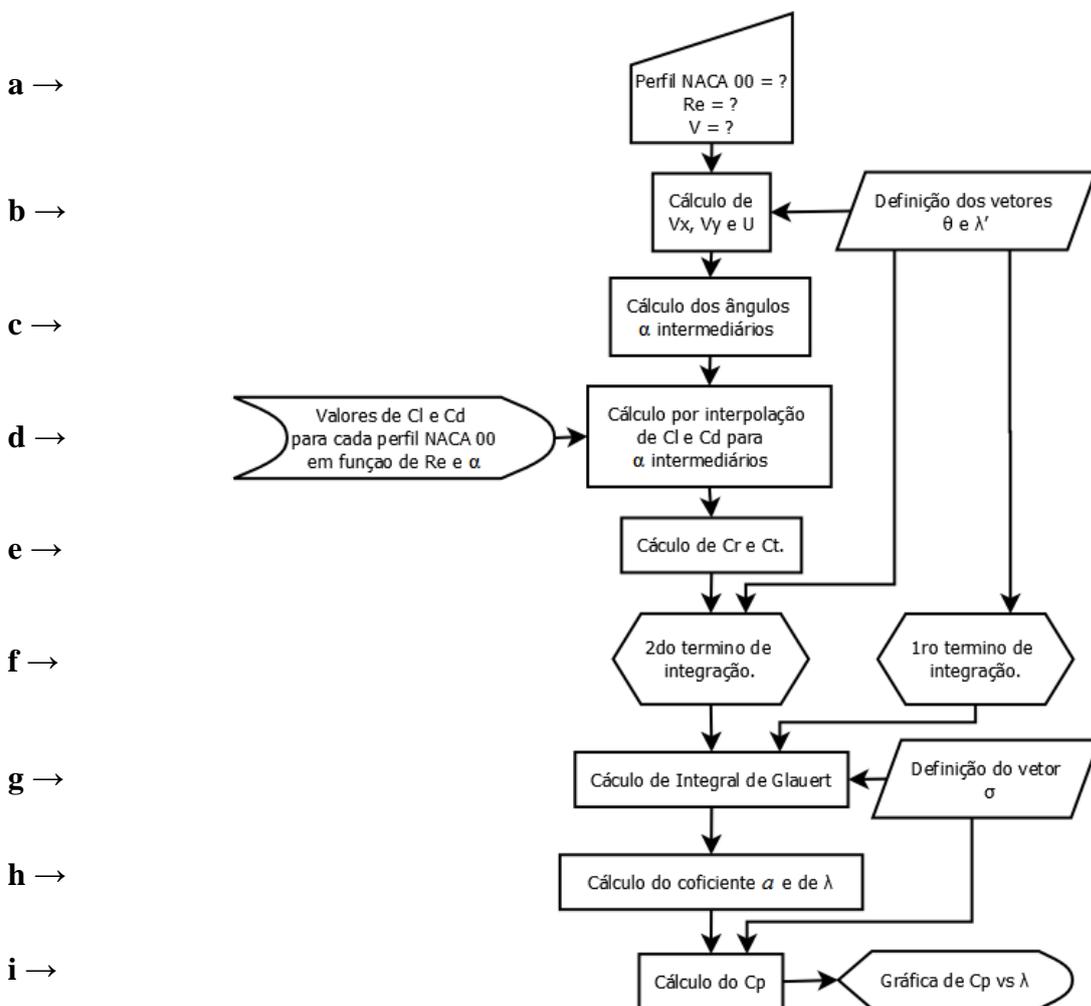


Figura 5.1 – Diagrama metodológico da solução do ANBIG usando MATLAB®.

5.1.1 Fases para a solução do algoritmo ANBIG

- a. O primeiro dado de entrada é o tipo de perfil. O programa desenvolvido considera quatro perfis simétricos diferentes, NACA0012, NACA0015, NACA0018, NACA0021, já que estes foram testados por Sheldahl & Klimas (1981). Eles estimaram experimentalmente os valores dos coeficientes de sustentação e arrasto, C_l e C_d , para diferentes ângulos de ataque α (desde 0° a 180°), (vide Apêndice A). O dado seguinte corresponde ao número de Reynolds, Re , que pode ser escolhido entre 2×10^4 , 4×10^4 , 8×10^4 , 16×10^4 , 36×10^4 , 70×10^4 e 100×10^4 . Com a velocidade local V , que inicialmente toma o valor da velocidade do afluente, V_1 , e com a viscosidade como o terceiro dado, é possível ter uma aproximação do tamanho da corda do perfil, caso seja requerido. De outra forma, as dimensões permanecem em função da solidez, σ .
- b. Para determinar o valor de ângulo de ataque α , a velocidade tangencial U , é expressa em termos do coeficiente de velocidade de ponta local λ' . O vetor λ' é definido em concordância com a faixa de valores de λ , já que são próximos. Por exemplo, Rosato (2019), recomenda valores máximos de 3 a 7 de λ , para números de Reynolds de 16×10^4 , segundo trabalhos experimentais. Portanto, λ' , deve ser um pouco maior, de modo que, ao ser multiplicada por $(1 - a)$, os valores λ permaneçam dentro do limite estabelecido. O ângulo θ é definido também mediante um vetor entre 0 e 180 graus. Assim, com λ' e θ , são determinados os componentes das velocidades da Figura 3.7.
- c. Determinados os componentes de U e V , estimam-se os valores dos ângulos de ataque α , que são diferentes aos estimados experimentalmente para várias posições azimutais.
- d. Os coeficientes de sustentação e arrasto mostrados em Sheldahl & Klimas (1981), foram obtidos para diferentes ângulos de ataque. Portanto, para estimar C_l e C_d para os valores de α calculados conforme supracitado, é necessário realizar uma interpolação para determinar os valores aproximados.
- e. Sendo estabelecidos os coeficientes de sustentação e arrasto, C_l e C_d , são resolvidas as Equações 3.35 e 3.36, para determinar os valores dos coeficientes de força radial e tangencial, C_t e C_r .
- f. Neste ponto, existem os dois termos para integração na equação de Glauert para ângulos azimutais, θ , até 180° .

- g. Realizada a integração na Equação 3.41, determina-se a solidez, σ , como um vetor linear que permite avaliar diferentes configurações de projeto, ou como um conjunto de valores específicos, segundo as geometrias a serem testadas.
- h. Calcula-se o coeficiente de interferência a e o vetor λ usando a Equação 3.29.
- i. Finalmente, calcula-se o coeficiente de potência C_p , em função de λ , plotando-se finalmente, a curva de desempenho da turbina.

5.2 Variação da inclinação dos anteparos

Como esta pesquisa é baseada no experimento do Patel *et al.* (2019), na Tabela 5.1 são apresentados os detalhes da sua geometria testada pelos autores, e a representação geométrica pode ser observada na Figura 5.2.

Tabela 5.1 – Dimensões da turbina de Patel *et al.* (2019).

| Parâmetro | Detalhe |
|----------------------------------|-----------|
| Comprimento da pá (l) | 200 mm |
| Perfil do hidrofólio | NACA 0018 |
| Longitude de corda da pá (c) | 50 mm |
| Número de pás (z) | 3 |
| Diâmetro do rotor (D) | 265 mm |
| Solidez (σ) | 18% |

Fonte: Patel *et al.* (2019)

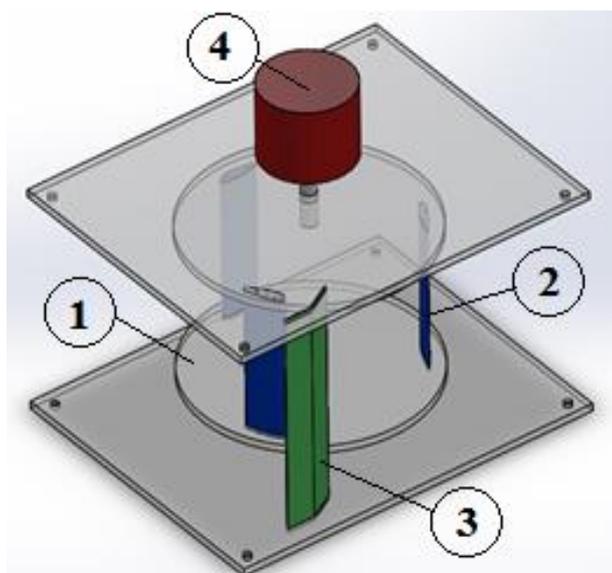


Figura. 5.2 – Turbina de Patel *et al.* (2019), e anteparo proposto. (1) Rotor, (2) Hidrofólios, (3) Anteparo, (4) Gerador.

5.2.1 Configuração dos anteparos.

Resumindo o explicado na seção 2.2.3, com um anteparo de comprimento horizontal $W = 75 \text{ mm}$, localizado a uma distância $d = 90 \text{ mm}$ a montante sobre a pá de retardo segundo a configuração vista na Figura 2.4, Patel *et al.* (2019) conseguiram otimizar o rendimento de uma THD-H como a exibida na Figura 5.2⁶. Então, sem mudar o comprimento W , tampouco a distância d , neste trabalho é analisada a influência do anteparo com a variação da inclinação $\Delta\theta$ segundo o observado na Figura 5.3.

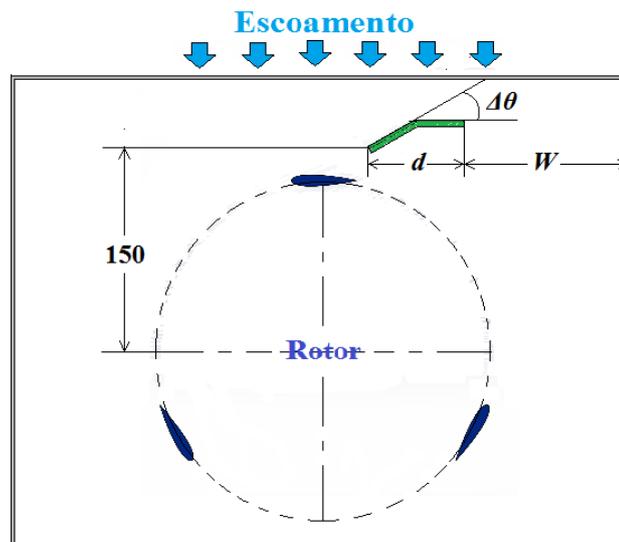


Figura 5.3 – Rotor de Patel *et al.* (2019) com variação do ângulo de anteparo proposto.

A variação do ângulo do anteparo θ , faz-se a partir da metade do seu comprimento, conservando a distância original de 150 mm estipulada por Patel *et al.* (2019) a partir da inclinação, como pode ser visto na Figura 5.3. Os ângulos θ a serem testados são 30° , 45° , 60° e 90° e são mostrados na Figura 5.4. Só o ângulo de 90° mantém o comprimento original do anteparo na horizontal.

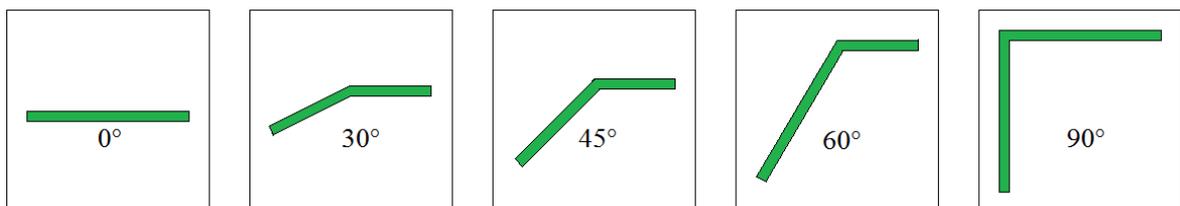


Figura. 5.4 – Anteparos propostos.

⁶ Em verde mostra-se um dos anteparos propostos nesta pesquisa, com inclinação de 30° , o qual é diferente ao bloqueio otimizado por Patel *et al.* (2019) que se apresenta na Figura 2.4.

5.3 Independência de malha

A independência de malha determina o número mínimo aproximado de elementos discretizados que pode ser considerado para obter resultados confiáveis em uma simulação numérica computacional. Para o caso deste estudo, considera-se fluidodinâmica tipo RANS e modelo de turbulência $k-\omega$ SST. Para a independência das malhas, parte-se de duas premissas: 1) quanto menor o número de elementos de malha, menor será o tempo de simulação (custo computacional) e, 2) quanto maior seja a discretização (maior número de elementos e maior refinamento da malha), são obtidos resultados mais confiáveis do processo de simulação (mais próximos ao comportamento real).

Então, por não haver uma diferença na geometria do rotor (refere-se às três pás retas responsáveis do movimento), assumindo que não há uma mudança considerável do perfil de velocidades do escoamento com a profundidade e que também não há alteração das propriedades do escoamento (densidade, viscosidade, etc.), optou-se por fazer uma análise 2D da turbina. Deste modo, com intuito de obter o melhor rendimento computacional foram construídas três malhas híbridas, uma malha menor com 208.572 elementos, uma malha média de 530.433 elementos, e uma com maior grau de refinamento com 1.115.842 elementos, todas divididas cada uma em quatro subdomínios: hidrofólios (pás, malha estruturada), anel (contorno que envolve as pás, malha não estruturada), centro (escoamento interno, malha não estruturada) e *Far-Field* (campo distante, malha não estruturada). Esses domínios são mostrados na Figura 5.5.

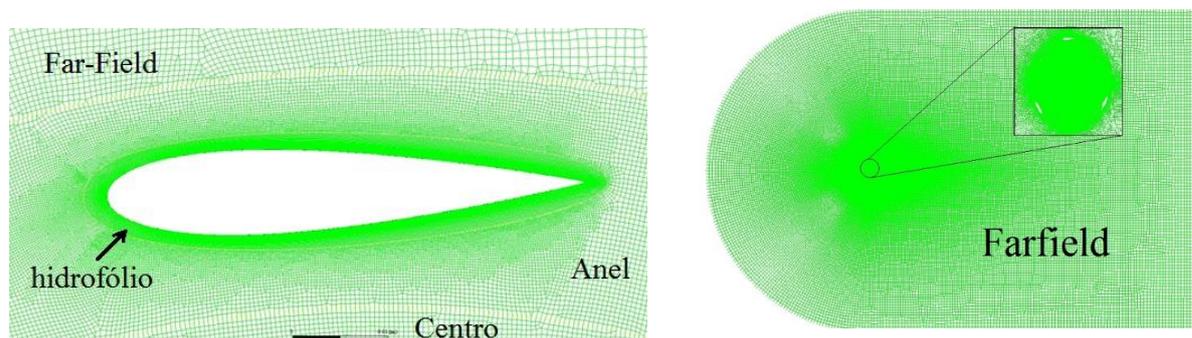


Figura. 5.5 – Malha nos quatro domínios feitos em ICEM-CFD®.

Como esta análise foi realizada em um regime de turbulência relativamente baixo (~ 20000), a distância da parede adimensional, y^+ , deve ser baixa. Para este caso tomou-se o valor $y^+ = 2$, de modo que seja possível integrar a turbulência à parede. Então a distância da parede do hidrofólio às células mais próximas, Δy , para a malha média estimou-se como

$1,127 \times 10^{-5}m$. O refinamento da malha maior implicou a diminuição deste valor e o aumento do número de elementos ao dobro. Com a malha menor, somente dividiu-se entre 2 o número de elementos da malha média, mas se conservou o mesmo Δy .

Como parâmetro de qualificação, tal como a maioria dos trabalhos de máquinas hidráulicas de escoamento livre, decidiu-se usar o coeficiente de potência, C_p , calculado a partir da Equação 3.23, determinando o valor do coeficiente de momento médio, C_m , mediante a simulação CFD no código ANSYS Fluent®, discriminando as variáveis faltantes a partir experimento de Patel *et al.* (2019). Os dados geométricos do rotor são apresentados na Tabela 5.1 e, as variáveis cinemáticas para o rotor livre são mostradas na Tabela 5.2.

Tabela 5.2 – Dados de entrada para o experimento de Patel *et al.* (2019).

| | |
|--|---------------------------------|
| Velocidade da corrente | $V = 0,389 \text{ m/s}$ |
| Número de Reynolds | $Re \approx 20000$ |
| Coeficiente de velocidade de ponta no C_{pmax} | $\lambda = 2,07$ |
| Rotação | $\Omega = 6,0646 \text{ rad/s}$ |
| Massa específica | $\rho = 998,7 \text{ kg/m}^3$ |
| Viscosidade dinâmica | $\mu = 0,0001003 \text{ Pa.s}$ |

Fonte: Patel *et al.* (2019)

Na Figura 5.6, observa-se o resultado das três simulações em um gráfico de Momento em função do *Flow Time* (tempo virtual simulação), para o total de 10 rotações. O tempo real de simulação é muito maior do que os $\sim 10,7$ segundos que estipula o gráfico, mas esse seria o tempo aproximado que levaria o rotor em dar as pouco mais de 10 rotações em um teste experimental, desconsiderando perdas mecânicas e algumas mudanças no escoamento que o software toma como constantes.

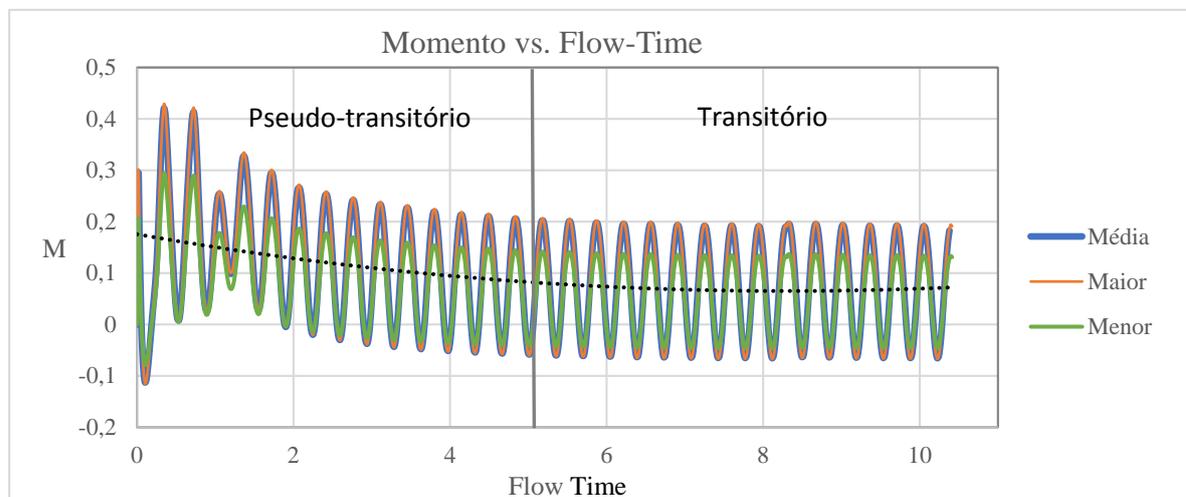


Figura. 5.6 – Gráfica de Momento médio vs. *Flow Time*.

A linha azul corresponde ao resultado da simulação com a malha média, a verde à malha menor, e a laranja à malha como maior quantidade de elementos. Para determinar o momento médio foi considerado o estado transitório do gráfico (vide Figura 5.6), resultando os valores indicados na Tabela 5.3.

Tabela 5.3 – Resultados da análise de independência de malha.

| Malha | No. de elementos | Coefficiente de momento C_m | Coefficiente de Potência C_p |
|-------|------------------|-------------------------------|--------------------------------|
| Menor | 208572 | 0,0511 | 0,1055 |
| Média | 530433 | 0,0729 | 0,1506 |
| Maior | 1115842 | 0,0744 | 0,1537 |

A análise de independência mostra que variação entre a malha média e a refinada é de 2%; portanto, a malha média é selecionada para o estudo porque oferece resultados confiáveis com menor tempo de simulação.

5.4 Configuração das análises computacionais

Já foi comentado na seção 5.2.1 as diferentes geometrias dos anteparos em uma análise, sendo então importante definir o processo de simulação.

5.4.1 Processo de simulação

Os domínios construídos de suas respectivas malhas para o rotor livre desenhado no ICEM® são mostrados na Figura 5.5, e na Figura 5.7, a geometria é apresentada discriminando as dimensões mais importantes e diferenciando os 4 subdomínios. O *Far-Field* encontra-se definido como função do diâmetro do rotor D , em cujo distanciamento é necessário para evitar a interferência da parede (*wall*) no resultado.

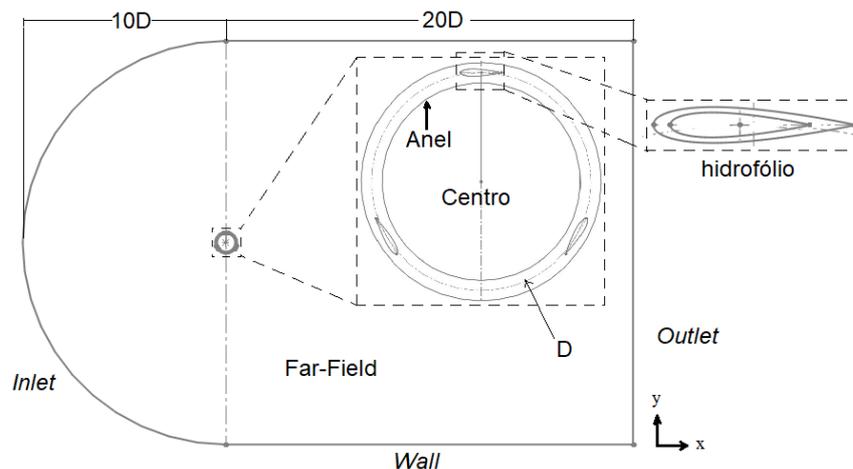


Figura. 5.7 – Domínio de controle utilizado.

A meia circunferência corresponde à entrada (*inlet*) do escoamento com velocidade V na direção $x \rightarrow$ positiva, e o *outlet* é a saída de pressão.

Para poder visualizar as características do escoamento transitório devido ao giro do rotor e, analisar a influência dos anteparos no sistema na simulação CFD, decidiu-se usar uma solução de tipo transiente. Também foi escolhido um método de solução iterativo semi-implícito para a equação de pressão-velocidade (*SIMPLE*) para resolver o campo de escoamento simulado, utilizando esquemas de discretização padrão (*standard*) para a pressão, de segunda ordem para o momento, de primeira ordem para k e ω . Todos os critérios de convergência do modelo foram estabelecidos em 10^{-5} .

5.4.2 Iterações por simulação

A Figura 5.8, apresenta os pontos testados por Patel *et al.* (2019), com o rotor livre. Neste experimento a velocidade do escoamento foi um parâmetro fixo; então, a turbina foi carregada gradualmente com diferentes pesos colocados sobre um prato preso ao eixo do rotor por meio de cordas. Deste modo para cada valor de carga mediu-se a velocidade angular do rotor por um tempo determinado até conseguir chegar às revoluções nominais. Medindo a tensão da corda no lado firme T_1 , e, a tensão no lado frouxo da corda T_2 , os autores conseguiram calcular o momento por meio do uso de $M = (T_1 - T_2) \cdot R_s$, onde R_s , é raio do eixo. Então, cada ponto na Figura 5.8 é o resultado de cada valor de carga até conseguir parar o rotor.

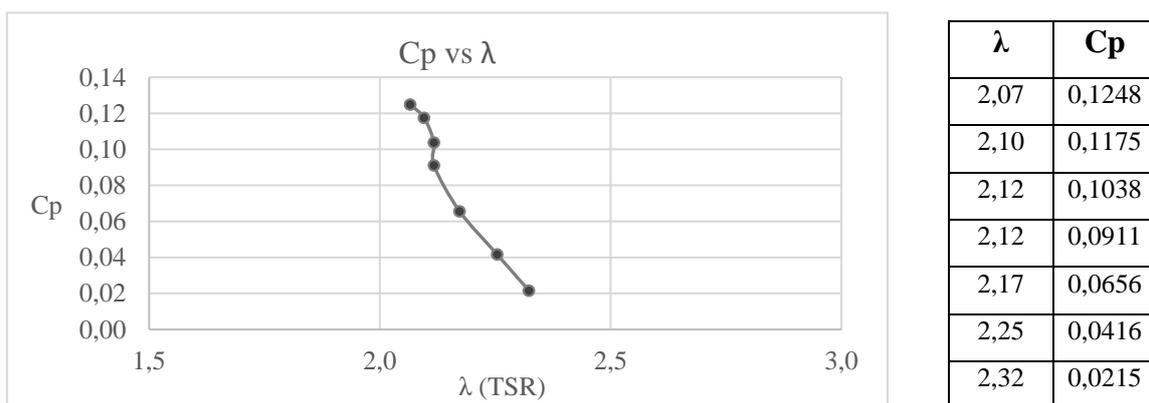


Figura. 5.8 – Curva experimental obtida por Patel *et al.* (2019), para a turbina livre.

Conhecendo os valores de λ a partir da Figura 5.8, e sabendo que a velocidade do escoamento $V = 0,389m/s$ é constante, determina-se o valor da rotação, Ω . Com os dados anteriores, mediante o ANSYS Fluent® obtém-se o valor do momento médio para cada λ .

Consequentemente, só para a validação do método CFD foram necessárias 7 simulações, uma para cada λ na Figura 5.8. Adicionalmente foi necessário fazer simulações em pontos adicionais aos testados por Patel *et al.* (2019) para o rotor livre, e aumentar o número de pontos testados para cada configuração com os anteparos propostos na Figura 5.4, em razão de observar o comportamento da turbina em valores de λ diferentes aos contemplados no experimento.

Também, foram registrados os valores de coeficiente de momento C_m , e de momento M , para verificar os coeficientes de potência C_p . Deste modo, ao substituir os valores de C_m e M , nas Equações 3.23 e 3.21 respectivamente, os valores de C_p devem coincidir.

Por outro lado, com objetivo de suprimir o estado pseudo-transitório, decidiu-se tomar os dados para 10 revoluções baseando-se na experiência da independência de malha. Os dados de C_m e M , são registrados cada 6 graus, de maneira que, em uma revolução são armazenados 60 dados. Deste modo, o número de *Time-Steps* por simulação, definido como mudança incremental no tempo, para a qual as equações governantes são resolvidas, portanto foi de 600 para cada valor de λ tomado. Por último, o número de iterações por *Time-Steps* depende da convergência das equações de conservação do modelo, inicialmente estabelecidos como 50.

5.5 Análise dimensional

A análise dimensional é um método que permite verificar equações e planejar experimentos sistemáticos. Por meio deste método são obtidos uma série de grupos adimensionais que limitam as condições de um experimento até uma escala desejada. Assim, é possível considerar ou selecionar o tamanho do modelo de avaliação mais adequado (escala geométrica), para determinar a escala cinemática (relações de velocidades) e a escala dinâmica (relações de forças), de modo que os resultados adimensionais obtidos para o modelo de laboratório são válidos para modelos de escalas diferentes e para protótipos.

Cada término em uma equação física deve ter as mesmas dimensões entre si para ser homogênea; portanto, a divisão de todos os termos entre qualquer outro da equação a fará adimensional, e cada quociente será um grupo adimensional. No caso da mecânica de fluidos, as dimensões das magnitudes incluem só 4 dimensões possíveis: M (massa), L (longitude), T (tempo) e ψ (temperatura).

Desconsiderando as perdas por calor e atrito, como parâmetros de funcionamento da turbomáquina estudada, foram definidos: a potência no eixo do rotor P_e , como variável

dependente. Como variáveis independentes: a velocidade V , a área do rotor A e massa específica do fluido ρ . As dimensões de cada variável são mostradas na Tabela 5.4.⁷

Tabela 5.4 – Fatores dimensionais.

| Fator | Dimensões |
|-----------------------------------|--------------|
| Potência no eixo, P_e | ML^2T^{-3} |
| Área do rotor, A | L^2 |
| Velocidade do escoamento V | LT^{-1} |
| Massa específica do fluido ρ | ML^{-3} |

Para definir o número adimensional Π , procede-se como segue (Equação 5.1 e 5.2):

$$\Pi = v^a A^b \rho^c P_e = M^0 L^0 T^0 = (LT^{-1})^a (L^2)^b (ML^{-3})^c (ML^2T^{-3}) \quad (5.1)$$

Resolvendo para os expoentes:

$$\begin{aligned} M \rightarrow \quad c + 1 = 0 &\rightarrow \quad \boxed{c = -1} \\ L \rightarrow \quad a + 2b - 3c + 2 = 0 &\rightarrow \quad -3 + 2b - 3(-1) + 2 \rightarrow b = -\frac{2}{2} = \boxed{b = -1} \\ T \rightarrow \quad 0 = -a - 3 &\rightarrow \quad \boxed{a = -3} \end{aligned}$$

Resultando o seguinte:

$$\Pi = v^{-3} A^{-1} \rho^{-1} P_e \rightarrow \quad \text{Reescrevendo,} \quad \Pi = \frac{P_e}{\rho A v^3} = C_p \quad (5.2)$$

Os fatores da Equação 5.2 conformam o coeficiente de potência, de modo que C_p , é considerado o número adimensional para esta turbomáquina. Então, igualando os C_p do experimento e modelo, obtém-se a Equação 5.3:

$$A_m = \frac{P_{e_m} \cdot A_e \cdot V_e^3}{P_{e_e} \cdot V_m^3} \quad (5.3)$$

A Equação 5.3, define a relação de escala geométrica que deve ser considerada para projetar o rotor estudado para simulá-lo em outras condições de escoamento, sendo A , a área, V a velocidade e, P_e , é a potência no eixo do rotor. Os subscritos e e m , referem-se a experimento e modelo respectivamente.

⁷ Outras variáveis como o momento M , diâmetro D , a viscosidade dinâmica μ , a rotação Ω , ou altura H , podem ser também consideradas para definir o número adimensional, mas a importância da análise dimensional radica na dificuldade do estabelecimento das equações para um fluido determinado, e a complexidade da resolução das mesmas. Por isso, neste documento se obvia todo o referente à determinação das variáveis que definem a equação apropriada. No entanto, este tema é explicado por Martínez de la Calle, (2004) no *Análisis Dimensional - Apuntes de Mecánica de Fluidos da Universidad de Oviedo*. (Vide as referências).

Capítulo 6: Resultados

6.1 Validação do ANBIG

Nesta seção são apresentados os resultados da metodologia de avaliação preliminar do desempenho de turbinas Darrieus, em comparação com outros métodos de avaliação.

O Algoritmo Numérico Baseado na Integral de Glauert (ANBIG) estima de forma aproximada as curvas de desempenho de diferentes configurações de THD-H e permite compará-las com as curvas obtidas com outros algoritmos de avaliação preliminar, com análises CFD e com dados experimentais.

É fundamental destacar que neste trabalho a solidez, σ , é calculada com a Equação 3.17, mas a forma de estimá-la pode mudar entre as bibliografias a serem comparadas. Em outras pesquisas, a solidez é calculada com $\sigma_1 = cZ/R$, ou $\sigma_2 = cZ/\pi D$. Então, para cada estudo é ressaltada a equação usada para determinar a solidez, e também é apresentada a solidez equivalente, calculada com a Equação 3.17. Os valores de solidez calculados são multiplicados por 100 para expressá-los em termos percentuais.

6.1.1 Comparação de outros métodos de avaliação preliminar

6.1.1.1 Método de Martínez (2013)

Martínez (2013) desenvolveu uma metodologia de projeto preliminar para as THD-H, baseada na teoria dos múltiplos tubos de corrente e, os dados usados nesta pesquisa para uma das configurações avaliadas pelo autor são apresentados na Tabela 6.1.

Tabela 6.1 – Dados de entrada de Martínez (2013) para sua metodologia.

| | | |
|------------------------|------------------------------|-----------------|
| Velocidade da corrente | $V = 1 \text{ m/s}$ | |
| Número de Pás | $z = 3$ | |
| Número de Reynolds | $Re = 36 \times 10^4$ | |
| Tipo de perfil | NACA 0018 | |
| Raio | $R = 0,5 \text{ m}$ | |
| Corda | $c = 0,06 \text{ m}$ | |
| Solidez equivalentes | $\sigma_1 = 36\%$ (Martínez) | $\sigma = 18\%$ |

A Figura 6.1 compara o procedimento com múltiplos tubos de corrente para uma solidez $\sigma_1 = 36\%$, com o ANBIG (solidez $\sigma = 18\%$ equivalente).

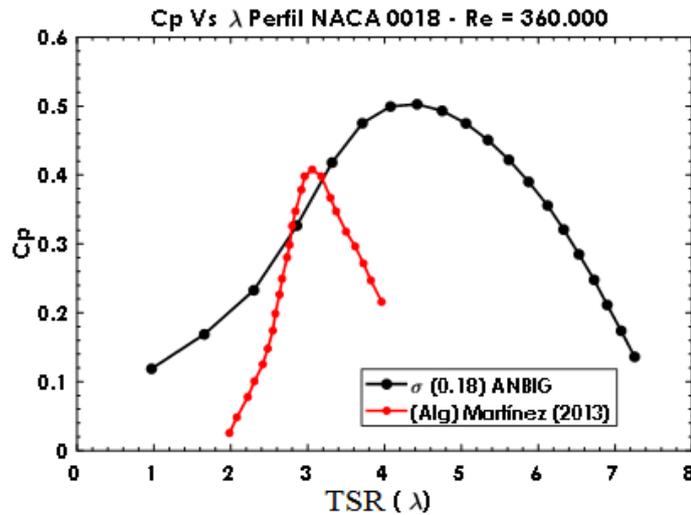


Figura 6.1 – Comparação entre o ANBIG e o método de Martínez (2013)
Curva geradas em MATLAB®

Com o método de Martínez (2013), o coeficiente de potência máximo C_{Pmax} , foi aproximadamente de 0,41, em torno de $\lambda = 3,1$; enquanto com o ANBIG, para a mesma configuração, o $C_{Pmax} = 0,50$ para $\lambda = 4,4$.

A curva de desempenho conseguida por Martínez (2013), com sua metodologia de predição preliminar, apresenta uma curva de desempenho menor em comparação com a obtida com o ANBIG, devido a um fator usado pelo autor denominado coeficiente de interferência de equilíbrio a' , calculado com a Equação 6.1:

$$a' = 1 - \frac{V_2}{V_e} \quad (6.1)$$

Onde V_e é a média entre a velocidade do escoamento V_1 , e a velocidade local V . Os coeficientes de interferência estão relacionados mediante a expressão de correção $[(a' - a)/a] \leq 1 \times 10^{-3}$, limitando o valor do coeficiente de interferência a . Portanto, Martínez (2013) realizou um processo iterativo atribuindo valores a V , em cada tubo de corrente até que a cumpra com a condição de correção.

A abordagem do coeficiente de interferência de equilíbrio inclui efeitos associados à esteira da pá que mudam as condições do escoamento, e em consequência, afetam o coeficiente de potência. No entanto, para comparar os dois modelos, é preciso contar com dados experimentais ou uma análise CFD que permita conferir o comportamento desta configuração de turbina.

6.1.1.2 Modelo DMS de Santibáñez (2015)

Santibáñez (2015) utilizou um modelo DMS para validar a simulação CFD de uma turbina Darrieus-H eólica cujas características são mostradas na Tabela 6.2.

Tabela 6.2 – Dados de entrada de Santibáñez (2015), para o DMS e o CFD.

| | | |
|------------------------|-------------------------|-------------------------------|
| Velocidade do vento | $V = 10 \text{ m/s}$ | |
| Número de Pás | $z = 3$ | |
| Número de Reynolds | $Re = 17,6 \times 10^4$ | $Re = 16 \times 10^4$ (ANBIG) |
| Tipo de perfil | NACA 0021 | |
| Raio | $R = 3 \text{ m}$ | |
| Corda | $c = 0,25 \text{ m}$ | |
| Solidezes equivalentes | $\sigma = 12,5\%$ | |

O estudo tomou como referência a turbina testada experimentalmente por Kjellin *et al.* (2011), a qual, tem as mesmas características apresentadas na Tabela 6.2, com variação da velocidade do vento (12,5 m/s), e em consequência houve mudança do valor do número de Reynolds (22×10^4). A Figura 6.2 mostra as curvas de desempenho do teste de Kjellin *et al.* (2011), e as geradas com a análise CFD e o método DMS realizados por Santibáñez (2015).

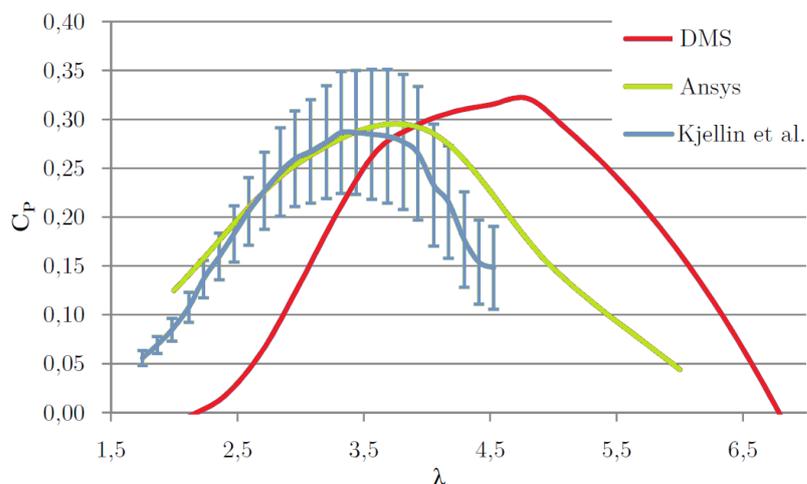


Figura 6.2 – Curvas de C_p vs. λ do experimento, do CFD, e do DMS
Adaptado de Santibáñez (2015)

A diferença do modelo DMS com a análise CFD e o teste experimental, ocorre devido ao fato do DMS não incluir as perdas dinâmicas nos λ baixos, e para valores altos, desconsidera as condições de vorticidade produzidas pela esteira das pás. Também, não são consideradas as variações na prova feita por Kjellin *et al.* (2011), referente à velocidade e ao número Reynolds.

Com os mesmos dados da Tabela 6.2, obteve-se a curva de desempenho com o ANBIG, e foi comparada com o método de Santibáñez (2015), como mostra a Figura 6.3. A simulação

com ANBIG chegou até um $C_{pmax} = 0,39$ em $\lambda = 5,2$, enquanto com o DMS, alcançou um $C_{pmax} = 0,32$ em $\lambda = 4,8$.

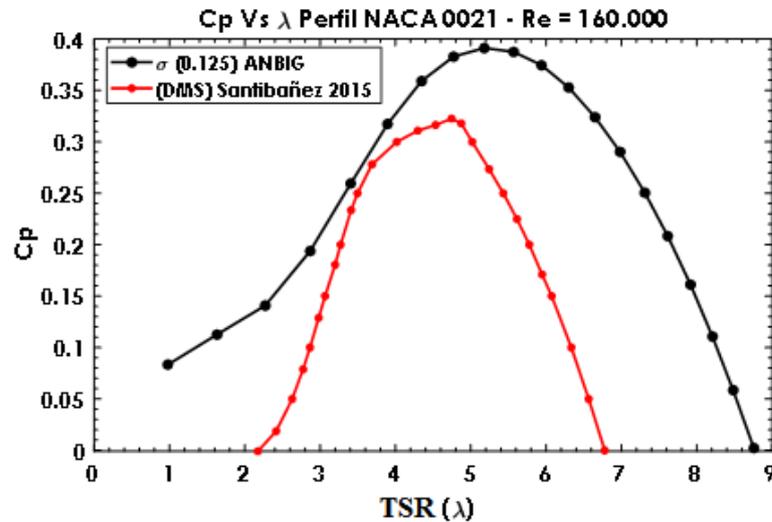


Figura 6.3 – Comparação entre o ANBIG e o estudo DMS de Santibañez (2015)
Curva geradas em MATLAB®

Tal como a metodologia de Martínez (2013), o DMS de Santibañez (2015) considera o coeficiente equilíbrio, a' , para limitar o coeficiente de interferência a , e por sua vez restringir o aumento do C_p e de λ , calculados como funções de a .

Porém, o método ANBIG apresenta grande semelhança com o método DMS, principalmente pela proximidade dos λ , e embora, os comportamentos mostrados por ambas as metodologias sejam ideais, estes dois métodos analíticos têm a capacidade de prever o possível desempenho de turbinas verticais tipo Darrieus.

Com os modelos de CFD comparados a continuação, pode-se observar que, apesar de que a faixa de operação das turbinas estudadas seja reduzida, o padrão da curva de desempenho mantém semelhança aos métodos de avaliação preliminares.

6.1.2 Comparação com análises CFD

6.1.2.1 Metodologia CFD de Santibañez (2015)

A análise CFD feita por Santibañez (2015) para a turbina eólica de Kjellin *et al.* (2011), também foi comparada com os resultados do ANBIG para a mesma configuração da Tabela 6.2, como se observa na Figura 6.4. Foi obtido o valor de $C_{pmax} = 0,295$ em $\lambda = 3,7$ para a análise CFD.

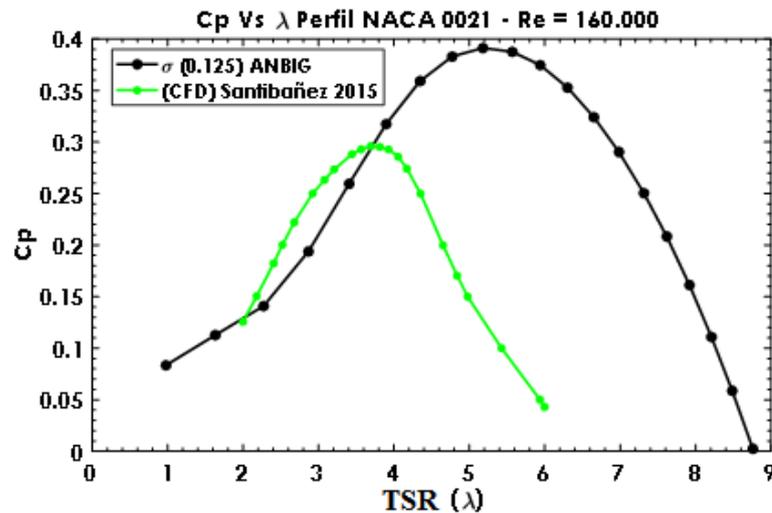


Figura 6.4 – Comparação entre o ANBIG e o estudo CFD de Santibáñez (2015)
Curva geradas em MATLAB®

Similar ao DMS, o ANBIG também não considera as perdas dinâmicas, nem a vorticidade; portanto, é notória a superestimação do coeficiente de potência na curva gerada pelo algoritmo. Por outro lado, também existe uma diferença considerável entre as taxas de velocidade da ponta onde houve o maior C_p entre ambas as curvas ($\lambda = 3,7$ no CFD e $\lambda = 5,2$ no ANBIG). De igual modo, apesar das marcadas subestimações, o ANBIG conserva a semelhança com o CFD.

6.1.2.2 Análise CFD de Gorle *et al.* (2016)

Gorle *et al.* (2016) por sua vez, realizaram uma análise CFD para uma turbina de grande solidez em um escoamento lento. As características são mostradas na Tabela 6.3.

Tabela 6.3 – Dados de entrada de Gorle *et al.* (2016), para o CFD e o experimento.

| | | |
|------------------------|--------------------------|------------------------------|
| Velocidade da corrente | $V = 1 \text{ m/s}$ | |
| Número de Pás | $z = 4$ | |
| Número de Reynolds | $Re = 8,125 \times 10^4$ | $Re = 8 \times 10^4$ (ANBIG) |
| Tipo de perfil | NACA 0015 | |
| Raio | $R = 0,3 \text{ m}$ | |
| Corda | $c = 0,08 \text{ m}$ | |
| Solidez equivalentes | $\sigma = 53,3\%$ | |

A curva de desempenho do CFD de Gorle *et al.* (2016) alcançou um $C_{pmax} = 0,29$ em $\lambda = 2,7$, enquanto o ANBIG para mesma turbina chegou até um valor de $C_{pmax} = 0,35$ em $\lambda = 1,85$; ambas as curvas são apresentadas na Figura 6.5.

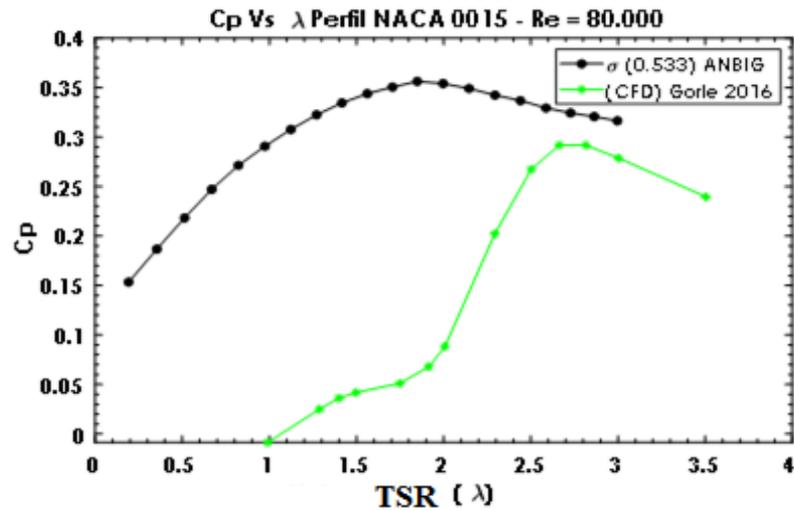


Figura 6.5 – Comparação entre o ANBIG e o estudo CFD de Gorle *et al.* (2016)
Curva geradas em MATLAB®

Após passar $\lambda > 3$, se apresenta um comportamento severamente atípico na curva de desempenho nos dois procedimentos comparados, situação atribuída à perda de sustentação. Esta é uma característica dos rotores com elevada solidez atuando em Reynolds baixos, os quais conseguem maiores valores de C_p que aqueles com baixa solidez, mas a faixa de operação é mais reduzida. Esse comportamento é mostrado na Figura 6.6, onde é observado como muda a curva de desempenho para diferentes valores de solidez. A variável C_{pm} é o coeficiente médio de potência, definido como a relação entre a potência alcançada e a potência máxima esperada (esta última é calculada com a Equação 3.15).

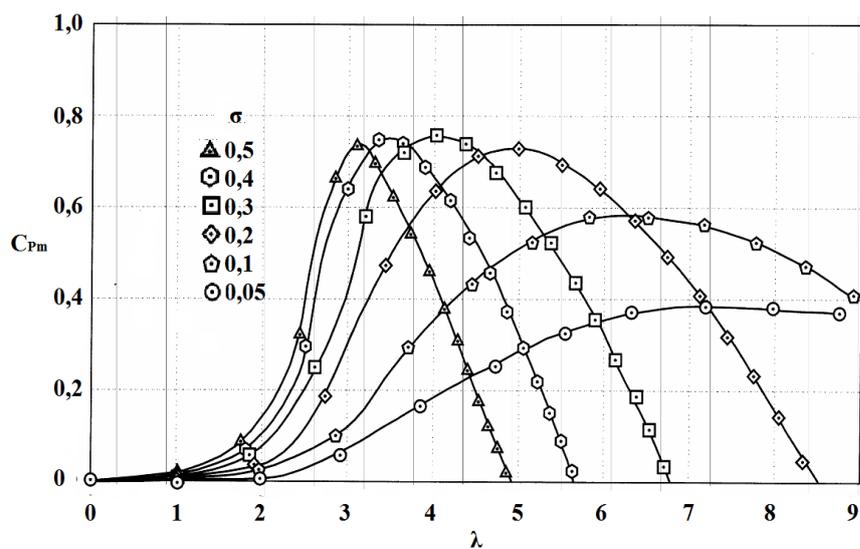


Figura 6.6 – Desempenho ideal de rotores Darrieus em função da solidez.
Adaptado de Paraschivoiu, (2002)

Como a análise CFD considera diferentes características do escoamento interagindo com a turbina, é claro que o ANBIG sempre mostrará uma superestimação do C_p . Entretanto, é importante que exista maior proximidade nos valores de λ , e que a tendência da curva de desempenho siga o padrão entre os dois métodos para que possam validar-se um com o outro.

6.1.3 Validação com ensaios experimentais

6.1.3.1 Ensaio de Gorle *et al.* (2016)

Para validar o estudo CFD explicado anteriormente, Gorle *et al.* (2016) fabricaram e testaram um rotor hidrocínético com as mesmas características da Tabela 6.3. A curva de desempenho obtida experimentalmente pelos autores, comparada com a curva obtida por meio do ANBIG são apresentadas na Figura 6.7.

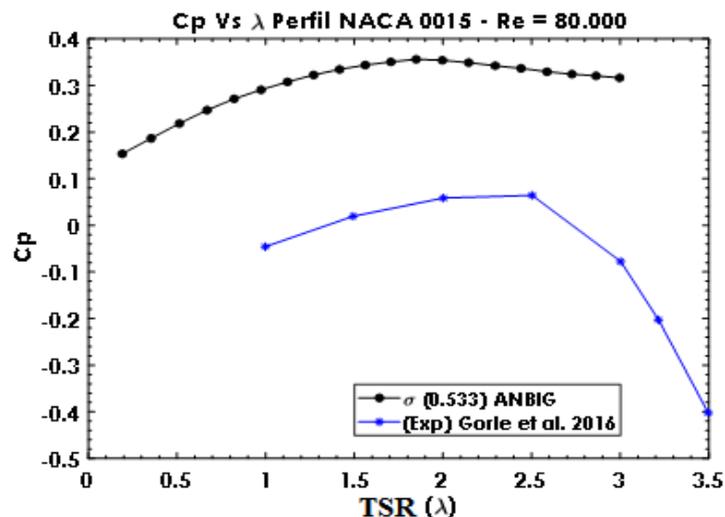


Figura 6.7 – Comparação entre o ANBIG e o ensaio experimental de Gorle *et al.* (2016)
Curva geradas em MATLAB®

A primeira característica observável no experimento do Gorle *et al.* (2016) é o baixo C_p conseguido (0,06), o qual, ficou longe do valor alcançado com o CFD para mesma turbina, assim como da curva gerada pelo ANBIG. Segundo o Gorle *et al.* (2016), mesmo que seus cálculos no CFD não tenham considerado alguns efeitos de superfície livre, nem do escoamento tridimensional, o estudo não fornece detalhes sobre as incertezas nos experimentos, e ainda não explica a razão da variação na solução. Entretanto, é possível que além da inércia que precisa vencer um rotor de grande solidez na partida, as perdas nos λ baixos puderam provocar um funcionamento errático.

Após o limite de $\lambda > 3$, o algoritmo apresenta um comportamento atípico, e o estudo de Gorle *et al.* (2016) mostra uma perda de sustentação no rotor. Contudo, o teste experimental

valida o método analítico, devido à semelhança no padrão da curva de desempenho, e proximidade entre o λ do ANBIG ($\lambda = 1,85$), com o obtido no ensaio ($\lambda = 2,5$).

6.1.3.2 Teste de Ashwill (1992)

Na Tabela 6.4 são apresentados os dados do experimento realizado por Ashwill (1992), para um rotor Darrieus eólico.

Tabela 6.4 – Dados de entrada do Ashwill, (1992), para turbina eólica Darrieus.

| | | |
|------------------------|-------------------------------|--------------------------------|
| Velocidade da corrente | $V = 12,5 \text{ m/s}$ | |
| Número de Pás | $z = 2$ | |
| Número de Reynolds | $Re = 107,34 \times 10^4$ | $Re = 100 \times 10^4$ (ANBIG) |
| Tipo de perfil | NACA 0021 | |
| Raio | $R = 17 \text{ m}$ | |
| Coroa do perfil | $c = 1,22 \text{ m}$ | |
| Solidez equivalentes | $\sigma_1 = 14,3\%$ (Ashwill) | $\sigma = 7,17\%$ |

As curvas de desempenho do teste experimental e do algoritmo com a configuração da Tabela 6.4 são apresentadas na Figura 6.8. Para o ANBIG, foram obtidos o valores de $C_{pmax} = 0,385$ em $\lambda = 6,9$; entretanto, para o teste experimental de Ashwill (1992), foram obtidos o valores de $C_{pmax} = 0,405$ em $\lambda = 6,2$. Entre todas as pesquisas comparadas com o ANBIG, esta foi a que exibiu maior semelhança.

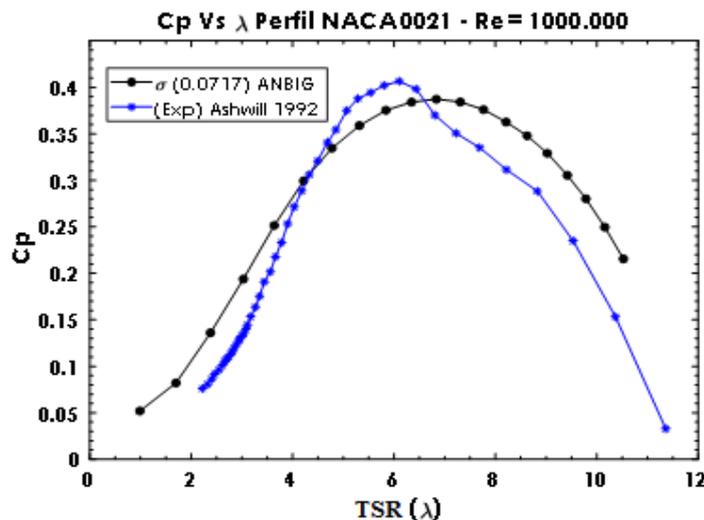


Figura 6.8 – Comparação entre o ANBIG e o teste experimental de Ashwill (1992).
Curva geradas em MATLAB®

A proximidade nestas duas curvas ocorre, pois para os números de Reynolds elevados ($Re \approx 100 \times 10^4$), o coeficiente de sustentação é maior e não ocorrem perdas dinâmicas significativas (vide Apêndice A); aliás, o desprendimento perto da camada limite é menor.

Deste modo, o teste de Ashwill (1992) desconsidera os efeitos nos λ baixos assim como o ANBIG. Isto explica em parte porque os rotores Darrieus usam mecanismos de partida para vencer a inércia.

6.1.3.3 Experimento de Patel, Eldho, & Prabhu, (2019)

O experimento de Patel *et al.* (2019) para o rotor livre explicado no subitem 2.2.3 do presente trabalho, cuja configuração foi indicada na Tabela 5.2, produz a curva de desempenho mostrada na Figura 6.9, a qual foi comparada com a obtida no ANBIG.

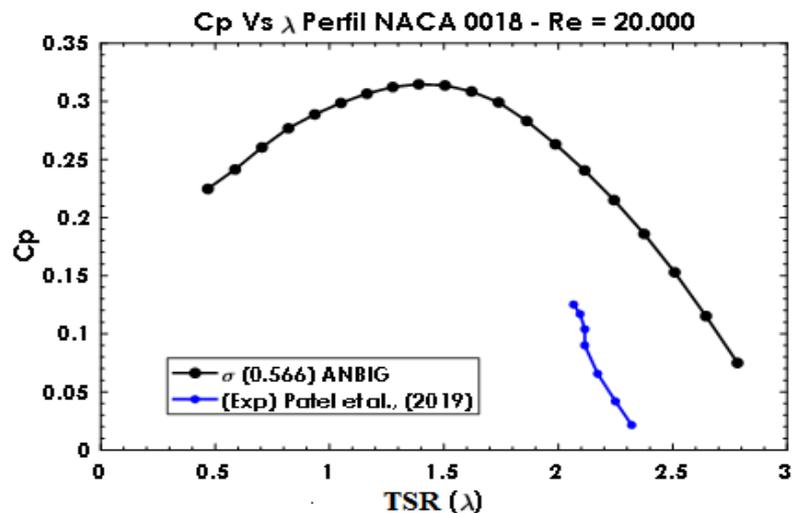


Figura 6.9 – Comparação entre o ANBIG e o teste experimental de Patel *et al.* (2019).
Curva geradas em MATLAB®

O C_{Pmax} alcançado no experimento foi de 0,125 em $\lambda = 2,12$, e com o ANBIG, para as mesmas características na Tabela 5.2, o $C_{Pmax} = 0,311$ em $\lambda = 1,4$. Observando a curva do ANBIG, é razoável considerar que neste experimento faltaram pontos para completar a curva de desempenho deste rotor.

Como pode ser visto no Apêndice A, para ângulos de ataque baixos, todos os aerofólios têm menor sustentação nos números de Reynolds menores. Em outras palavras, recorda-se que o ângulo de ataque α é formado pela velocidade relativa W e a corda do perfil c (vide Figura 3.7). Logo, como α varia com o movimento relativo, conseqüentemente, o aumento deste ângulo depende da velocidade da ponta da pá U , como pode se observar na Figura 6.10.

Portanto, para baixas rotações no rotor ($\Omega R \ll V$), os hidrofólios possuem ângulos α maiores, e por analogia, para $\Omega R \gg V$, os valores de α são menores (vide Equação 3.51). Diante disso, os rotores de Patel *et al.* (2019) e Gorle *et al.* (2016), deveriam, além de ser mais

leves, assegurar poucas perdas nas partes móveis, para que a alta solidez não diminua sua eficiência, ou também, possa trabalhar a maiores velocidades de escoamento.

Por outro lado, para calcular C_P com a Equação 3.56, o ANBIG usa unicamente um valor C_{d0} como o valor de coeficiente de arrasto para o número de Reynolds, Re , e o tipo de perfil trabalhado; por conseguinte, o método subestima variações dinâmicas importantes.

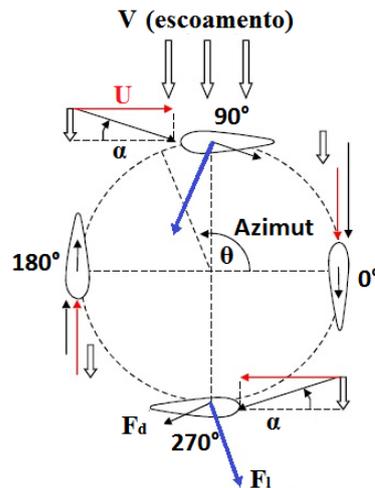


Figura 6.10 – Variação do ângulo α com a rotação da turbina.
Adaptada de Stroski, 2019

Por outro lado, o ANBIG, permite determinar o comportamento de várias configurações geométricas (solidez) de turbinas Darrieus-H – THD-H, a partir da comparação das curvas de desempenho para cada uma delas. A Figura 6.11 mostra o exemplo de diferentes THD-D de três pás, com perfis perfil NACA 0018, para um valor de número de Reynolds de 8×10^4 e velocidade $V = 1 \text{ m/s}$ cujas configurações variam com a solidez.

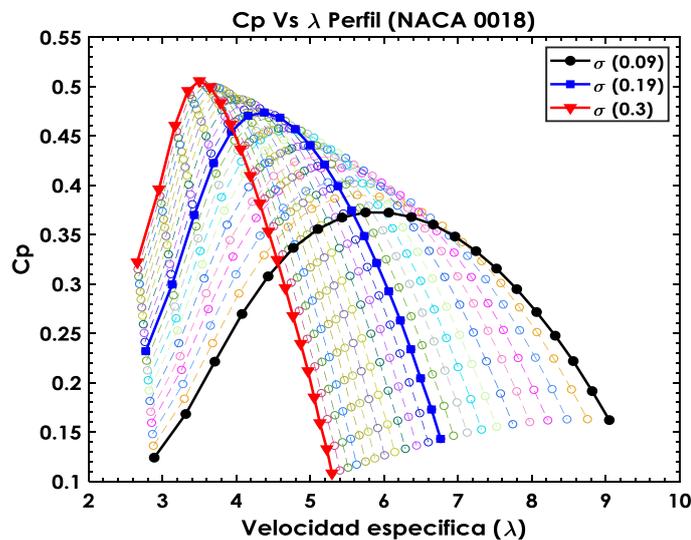


Figura 6.11 – Curvas de desempenho para diferentes solidez em uma THD-H,

6.2 Simulações em software CFD

Nesta parte, inicialmente apresenta-se a análise computacional do rotor livre projetado por Patel *et al.* (2019), e também, para a configuração ótima com anteparo obtida pelos autores. Seguidamente, são apresentados os resultados das simulações realizadas para o rotor com a variação do ângulo de inclinação do anteparo segundo o mostrado no subitem 5.3.1.

6.2.1 Desempenho do rotor livre

Anteriormente foi determinado o número de elementos de malha para o rotor livre (530.433). Deste modo, a simulação para todos os pontos testados em comparação com os obtidos por Patel *et al.* (2019) (vide Figura 5.7) são apresentados na Figura 6.12, em que a curva obtida por análise em CFD mostrou grande concordância com a curva experimental.

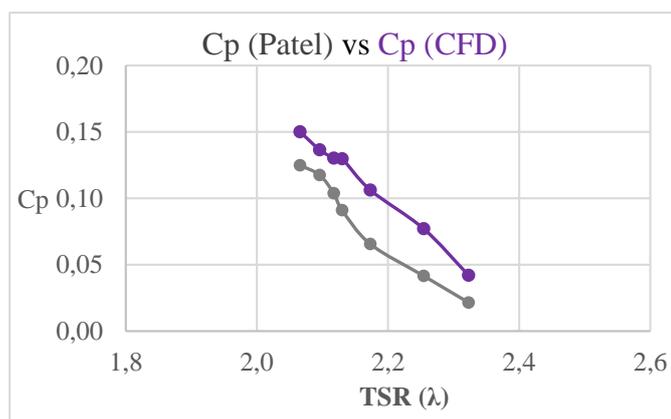


Figura 6.12 – Curva de desempenho do CFD comparada à obtida por Patel *et al.* (2019).

A superestimação no CFD pode ser explicada por diferentes motivos, entre eles: as simulações 2D não consideram o efeito das pontas das pás, redemoinhos criados quando o escoamento flui passando um obstáculo, escoamentos secundários, entre outros fatores que provocam a diminuição do coeficiente de potência. Além disso, a análise computacional realizada se limita às pás e aos anteparos e, não considera os efeitos provocados por outras partes da turbina e o canal de teste.

No entanto, em comparação com o comportamento típico das turbinas de aproveitamento cinético mostradas na Figura 3.5, e a curva gerada pelo ANBIG para o rotor de Patel *et al.* (2019) (seção 6.1.3.3), as curvas da Figuras 6.12 parecem estar incompletas, ainda as pendentes dessas curvas suscitam a existência de outros pontos à esquerda de λ . Deste modo, considerando outros valores de λ , obteve-se a curva de desempenho mostrada na Figura 6.13.

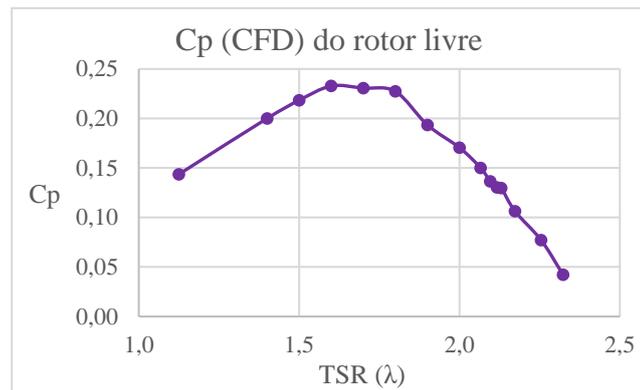


Figura 6.13 – Curva de desempenho completa do rotor livre obtida com CFD.

Efetivamente, a curva da Figura 6.13 permite observar que há outros pontos na curva de desempenho deste rotor, em que o $C_{Pmax} = 0,2329$ em $\lambda = 1,6$, superando o coeficiente de potência obtido por Patel *et al.* (2019) ($C_{Pmax\ de\ Patel} = 0,125$ em $\lambda = 2,07$). Geralmente as curvas obtidas mediante CFD possuem um comportamento mais ideal que as experimentais, no entanto, nos ensaios usualmente é mais complicado controlar as condições de laboratório (velocidade escoamento, instrumentos de medição, bancadas de montagem, etc.), dificultando a coleta de dados, tem sido possível que neste experimento, nem todas os pontos necessários tenham sido considerados.

Em alguns ensaios de laboratório, para λ baixos, as perdas mecânicas e alguns efeitos viscosos forçam a parada dos rotores, explicando porque estas turbinas precisam de mecanismos de partida como se proferiu na seção 6.1.3.2. Na Figura 6.14a, evidencia-se que para esta turbina os torques maiores se apresentam em rotações mais baixas, sendo razoável considerar que no experimento de Patel *et al.* (2019), para essa faixa existissem perdas que obstruírem o movimento. Na Figura 6.14b é mostrada a curva de potência P .

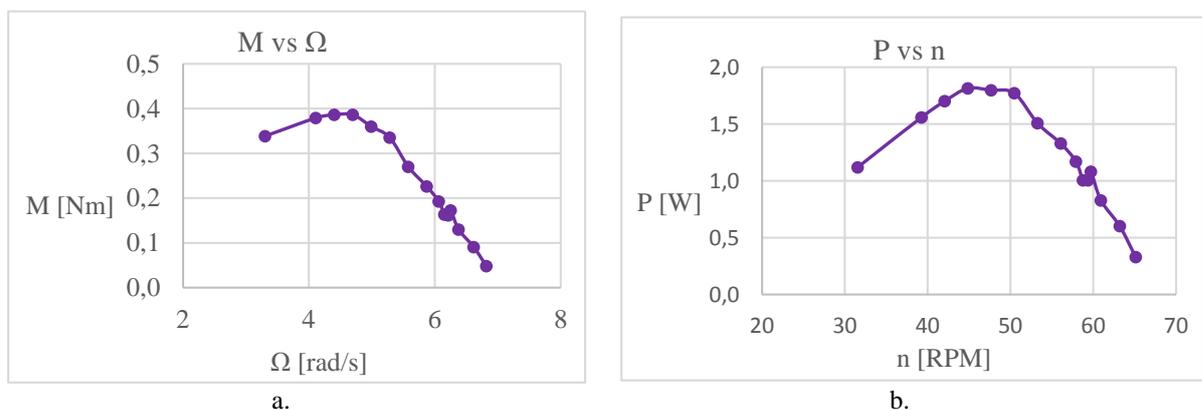


Figura 6.14 – Curvas de momento e potência para o rotor livre: a) Momento; e b) Potência

A Figura 6.15a apresenta o campo de pressão, onde se verifica que, sobre o bordo de ataque da pá de retardo a pressão é maior em comparação com as outras pás, chegando até 427 (Pa), e explicando o efeito de frenado que o escoamento incidente gera sobre a mesma. Por último se apresenta o campo de velocidades na Figura 6.15b, que mostra o maior gradiente de velocidades sobre a pá de avanço.

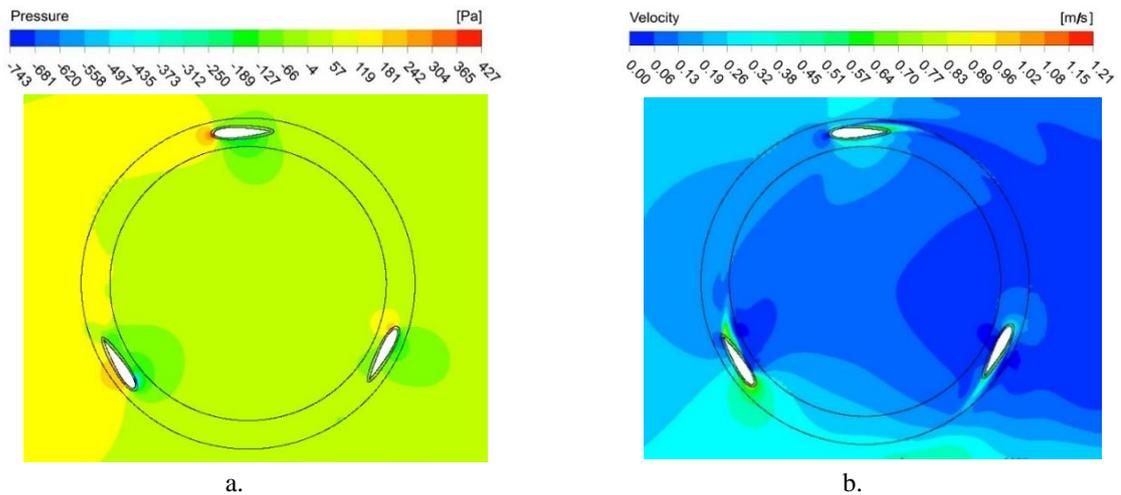


Figura 6.15 Contornos de pressão e velocidade sobre o rotor livre em $\lambda = 1,6$: a) Pressão estática (Pa); b) Velocidades absolutas (m/s)

6.2.2 Análise do rotor com anteparo a 0°

Esta geometria de anteparo corresponde à melhor condição testada por Patel *et al.* (2019) (vide seção 2.3.3), com a qual foi obtido o maior valor de coeficiente de potência ($C_{PmaxA0.Patel} = 0,36$ em $\lambda = 2,12$). Para simular esta configuração foram utilizados os quatro subdomínios definidos, adicionado o anteparo dentro do *Far-Field*, como se observa na Figura 6.16. Por causa do refinamento da malha perto da região do anteparo, o número de elementos ascendeu a 556.576.

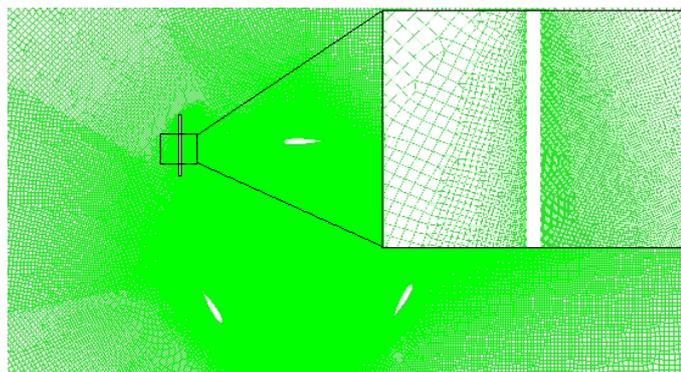


Figura 6.16 – Malha do rotor com o anteparo a 0°

Mediante esta metodologia de análise de fluidodinâmica, se evidenciou um aumento no $C_{PmaxA0} = 0,278$ em comparação com obtido para o rotor livre, porém não foi possível alcançar o resultado obtido por Patel *et al.* (2019) como se observa na Figura 6.17.

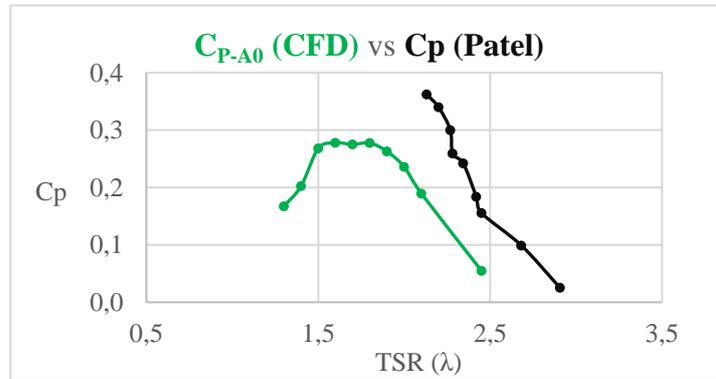


Figura 6.17 – Curvas C_p do CFD e de Patel *et al.* (2019) com anteparo a 0°

Com relação ao rotor livre, o ganho no valor de C_p com o anteparo foi de 16% na simulação. Além disso, o C_p também se manteve mais constante com esta última configuração em uma faixa de λ maior, e o torque gerado aumentou de 0,386 até 0,473 (Nm) (vide Figuras 6.18a), assim como a potência, passando de 1,81 até 2,16 (W) como mostra a Figura 6.18b.

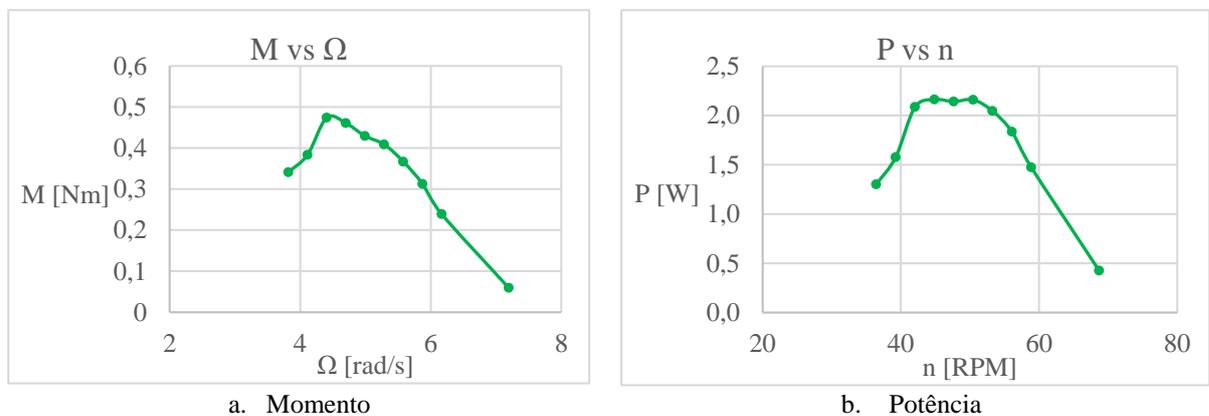


Figura 6.18 – Curvas de momento e potência para o rotor com anteparo a 0°

Com a adição do anteparo, é criada uma zona de baixa energia com pressões próximas a zero que limita a incidência do escoamento em contracorrente sobre a região da pá de retardo, como se observa na Figura 6.19a. Também, sobre o extradorso da pá de avanço, aumenta o valor da pressão e em consequência da sustentação. Por outro lado, ainda é observado na Figura 6.19b um aumento da velocidade do escoamento na região da pá de avanço. Todas estas as condições contribuem ao aumento da potência na saída do eixo de rotação.

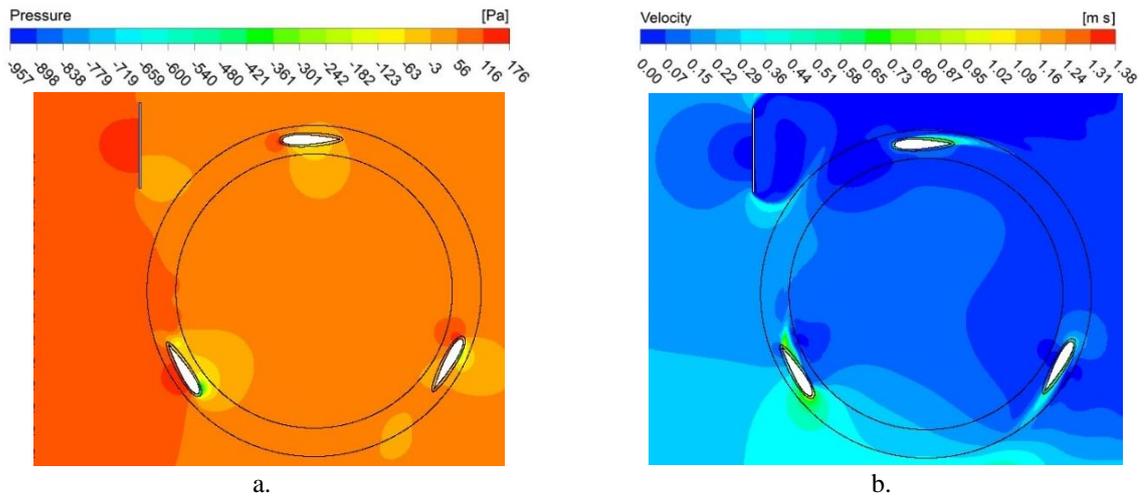


Figura 6.19 – Contornos de pressão e velocidade sobre o rotor com anteparo a 0 em $\lambda = 1,6$:: a) Pressão estática (Pa); e b) Velocidades absolutas (m/s)

Na Figura 6.20 é feita a comparação entre a intensidade da turbulência nos rotores sem e com anteparo testados anteriormente, em que se percebe a redução do desprendimento na camada limite da pá de retardo na configuração com anteparo, e portanto, as perdas no rotor.

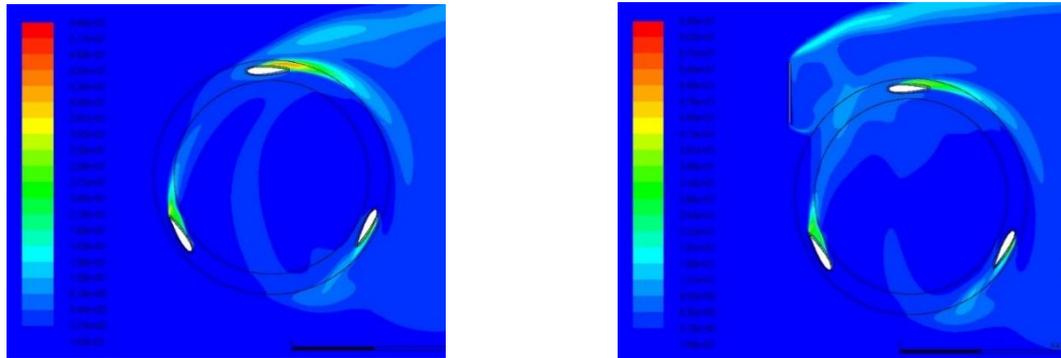


Figura 6.20 – Intensidade de turbulência (%) em $\lambda = 1,6$:: a) Rotor livre; b) Rotor com anteparo.

6.2.3 Comportamento do rotor com anteparos inclinados

Na seção anterior foi comprovado que o bloqueio proposto por Patel *et al.* (2019) melhora o rendimento do rotor, então o passo seguinte é analisar o efeito gerado pela inclinação do anteparo, conforme o proposto na seção 5.2. Para a geração da malha fez-se o mesmo procedimento usado para o anteparo com 0° de inclinação, como pode se observar na Figura 6.21. Cabe ressaltar que não houve um aumento considerável de elementos.

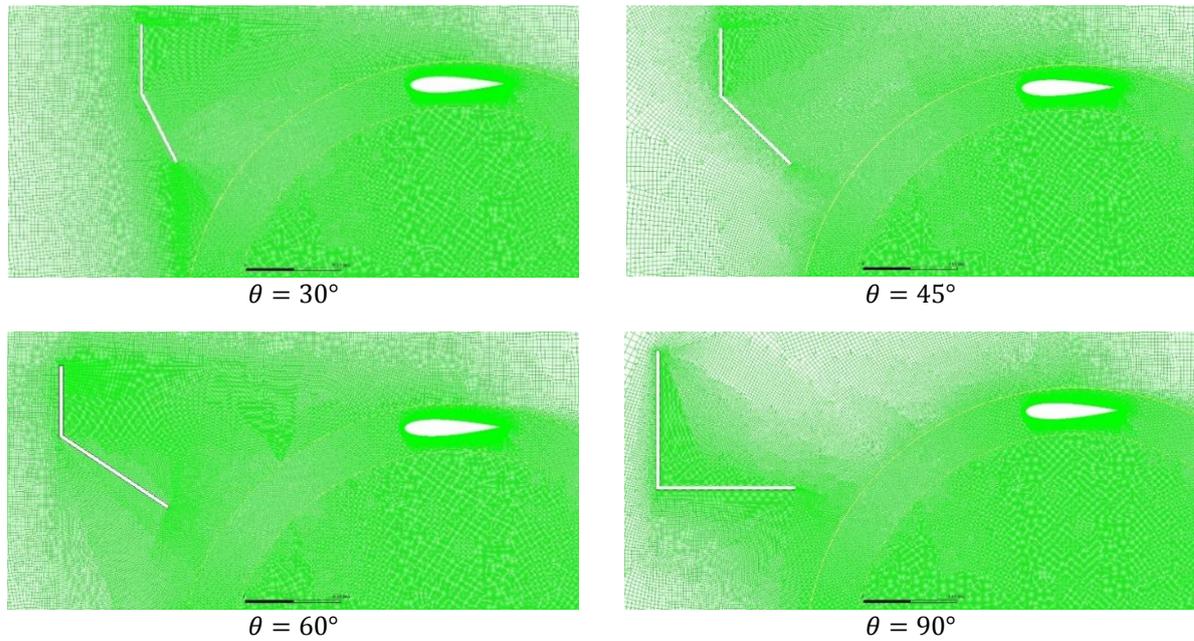


Figura 6.21 – Malha de rotor com diferentes anteparos inclinados

As curvas de desempenho obtidas mediante as simulações para todas configurações são mostradas na Figura 6.22. Para este gráfico, assim como para os outros gráficos de momento e potência, a curva com a legenda “sem” corresponde à configuração sem anteparo e nas outras curvas a legenda “A#”, referem-se ao ângulo de inclinação (onde # representa o ângulo de posição do anteparo).

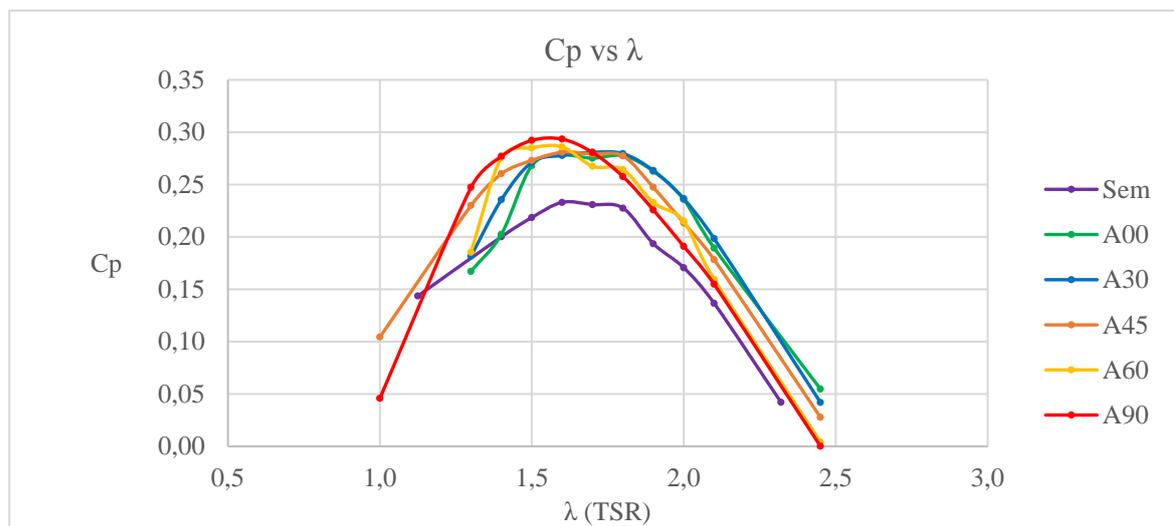


Figura 6.22 – Curvas de desempenho para todas as configurações

Observando a Figura 6.22, para qualquer dos anteparos testados houve maior desempenho que com o rotor livre, alcançando maior rendimento com o anteparo com ângulo $\theta = 90^\circ$, sendo $C_{pmax} = 0,293$. Em consequência houve aumento do momento e potência como exibem a Figura 6.23 e a Figura 6.24 respectivamente com cada configuração.

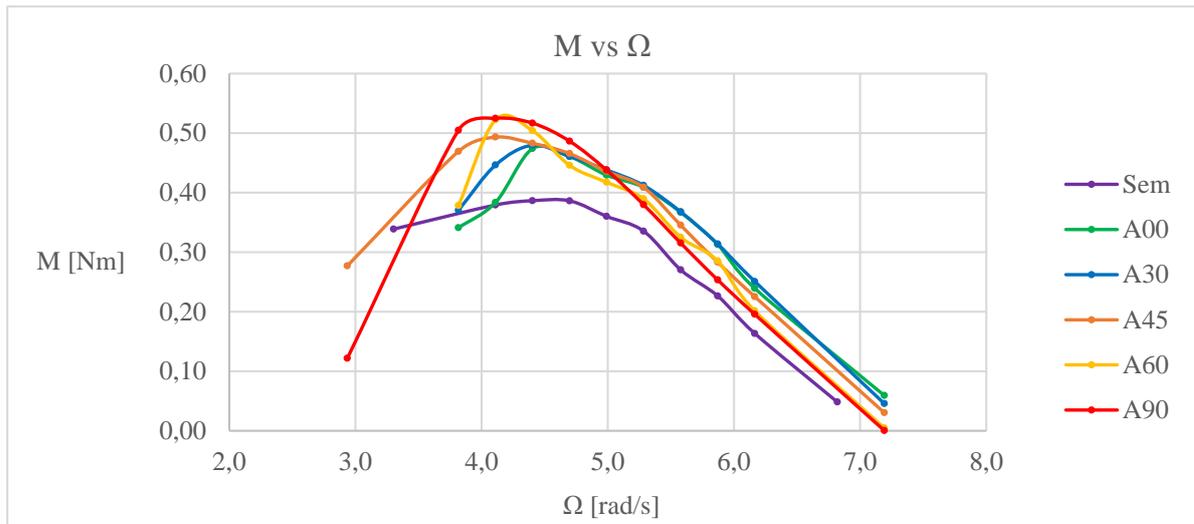


Figura 6.23 – Curvas M vs Ω para todas as configurações

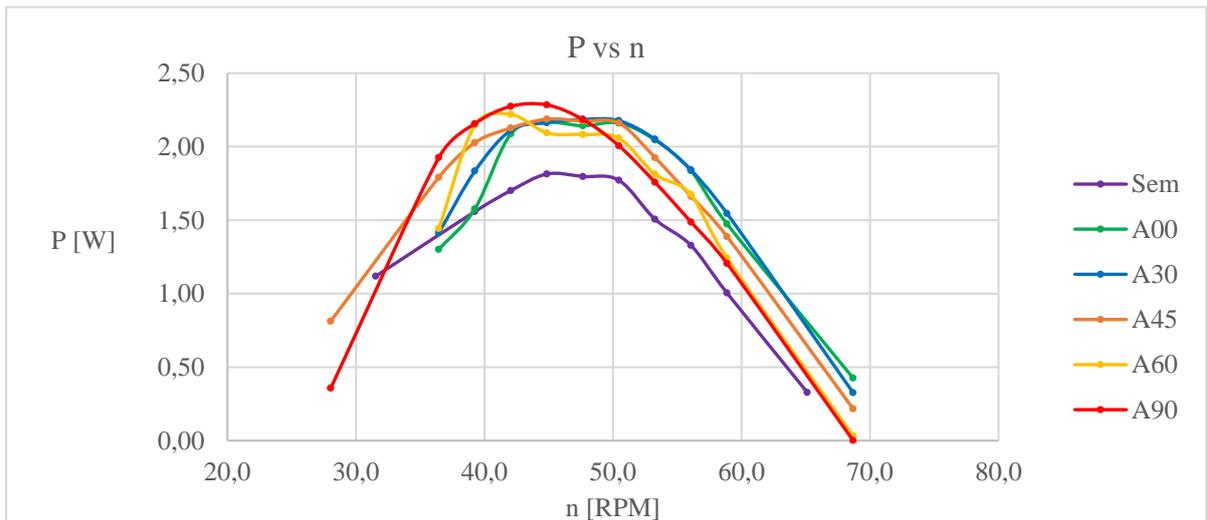


Figura 6.24 – Curvas P vs n para todas as configurações

Observando os contornos de pressão, produto da interação dos anteparos com a turbina na Figura 6.25, percebe-se valores de pressões próximos a 0 (Pa) atrás do bloqueio. No entanto, com os anteparos a $\theta = 60^\circ$, e $\theta = 90^\circ$, a baixa pressão é estendida mais amplamente sobre a circunferência rotor.

Por outro lado, observa-se na Figura 6.26, como aumentou o gradiente de velocidade na saída do anteparo assim como sobre a pá de avanço. Esta condição apresenta maior benefício quando a inclinação é $\theta = 90^\circ$, devido ao fato que o gradiente velocidade incide na zona próxima ao anteparo, quase onde a pá sai da corrente em contra (limite da região de retardo).

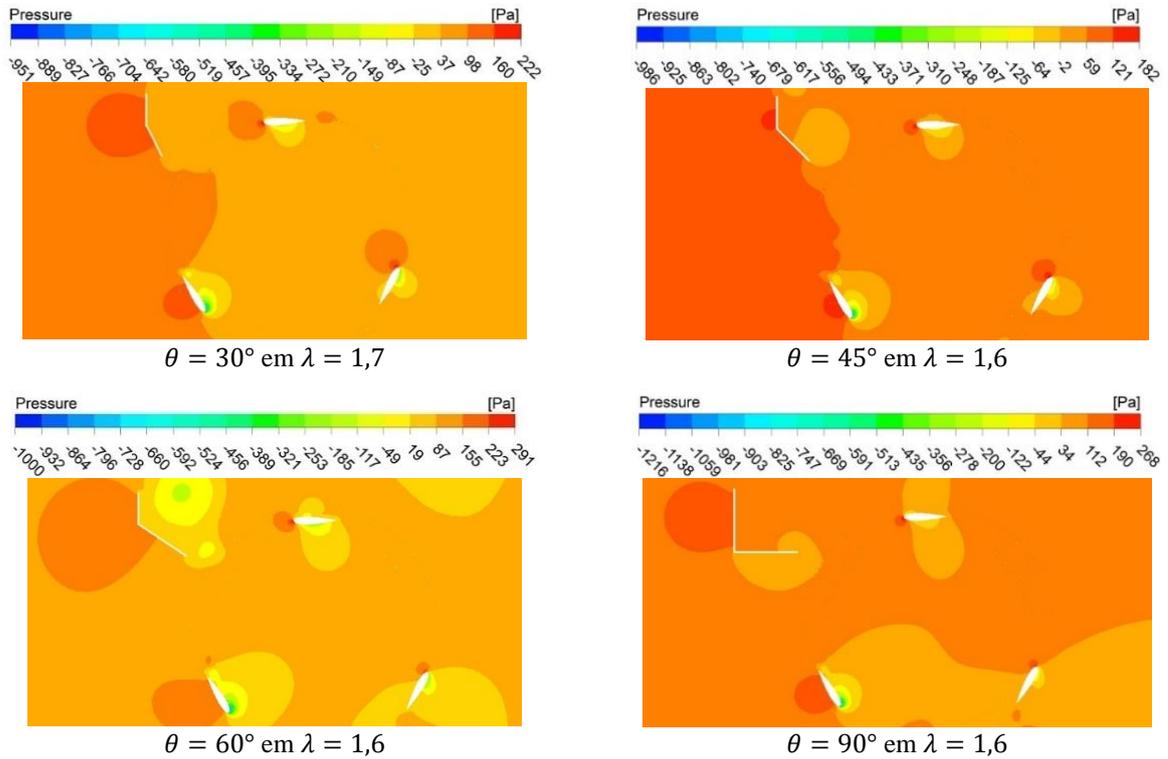


Figura 6.25 – Contornos de pressão para as configurações com anteparos inclinados

Mesmo na Figura 6.26, observa-se que o anteparo com ângulo reto evita a formação de vórtices na face interna dele que possam recircular o escoamento até a pá de retardo.

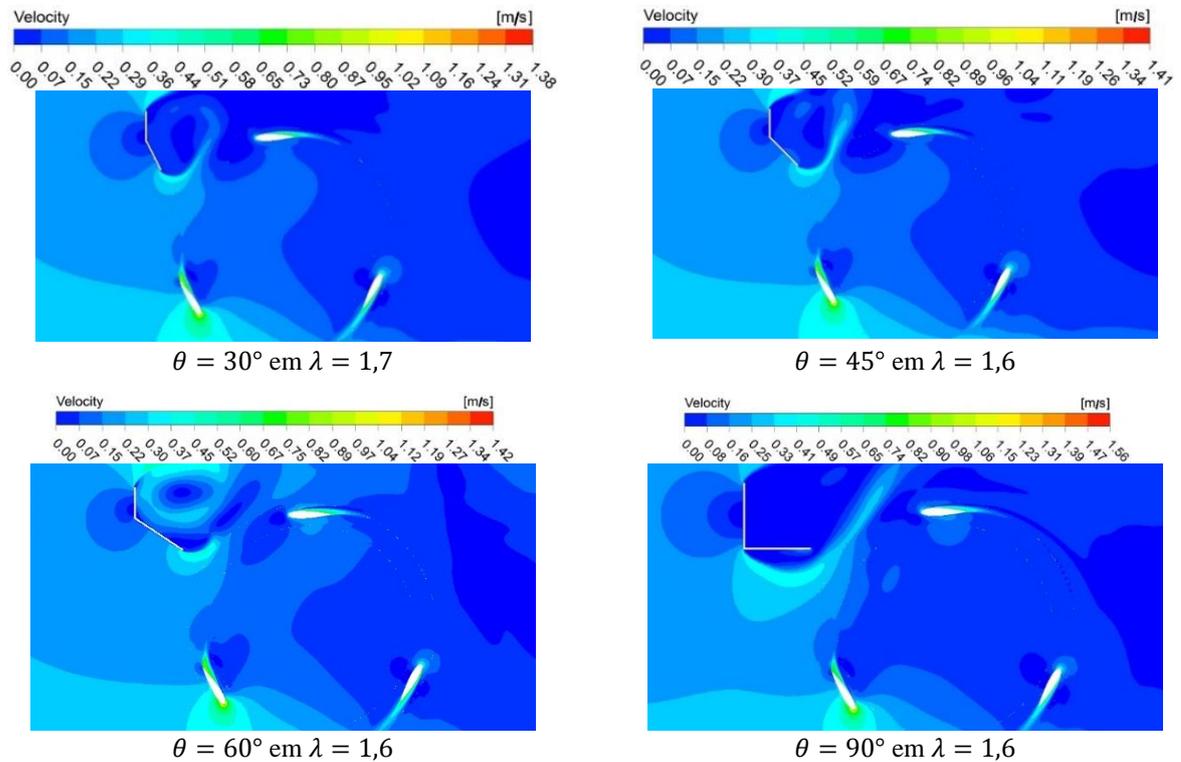


Figura 6.26 – Contornos de velocidade para as configurações com anteparos inclinados

Além disso, o anteparo a 90° permite maior redução do desprendimento na camada limite da pá de retardo, em comparação com as outras configurações com anteparos de ângulos diferentes como pode ser evidenciado na Figura 6.27. Essa situação pode ser atribuída principalmente à incidência do escoamento em um ponto mais próximo ao limite da região de retardo, o qual contribui na sustentação da pá de avanço.

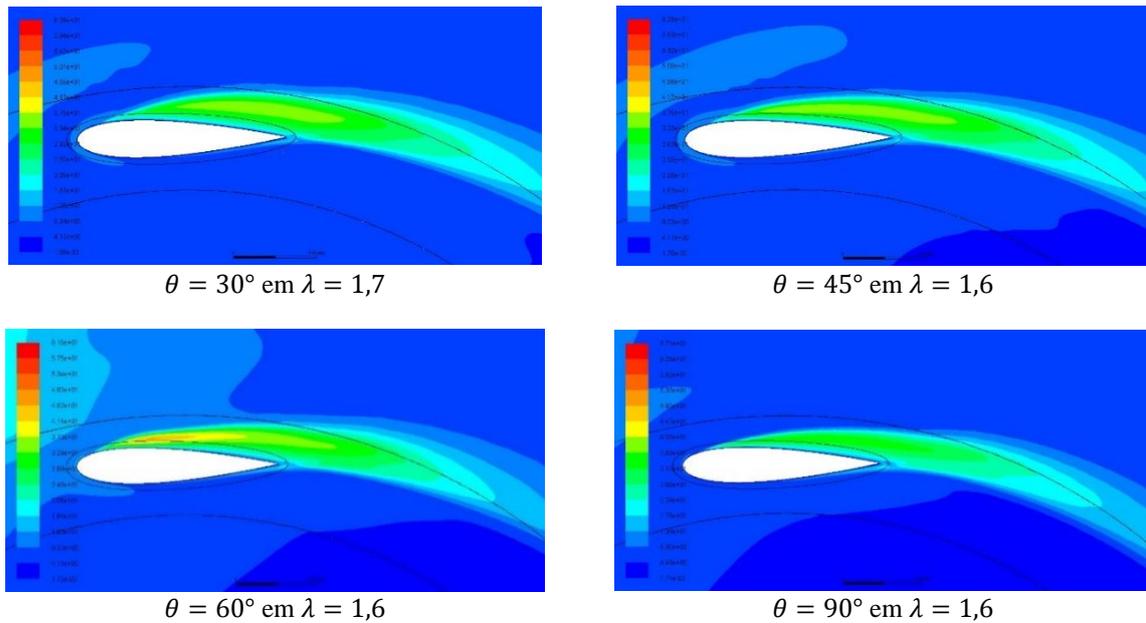
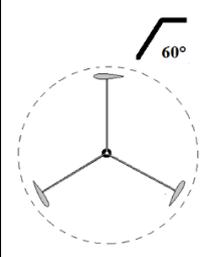
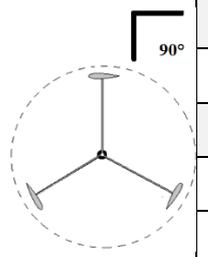


Figura 6.27 – Turbulência (%) para as configurações com anteparos inclinados

Finalmente, a Tabela 6.5 apresenta os resultados obtidos para cada configuração de turbina estudada. Os valores de momento e potência correspondem aos tomados no ponto quando o coeficiente de potência alcança seu máximo valor.

Tabela 6.5 – Grandezas obtidas com CFD para todas as configurações de THD-H.

| | | | | | | | |
|-------------------------------------|------------|------------------|-----------|-----------------------------|------------|------------------|-----------|
| | C_{Pmax} | M (Nm) | P (W) | | C_{Pmax} | M (Nm) | P (W) |
| | 0,233 | 0,386 | 1,813 | | 0,278 | 0,460 | 2,163 |
| | λ | Ω (rad/s) | n (rpm) | | λ | Ω (rad/s) | n (rpm) |
| | 1,6 | 4,698 | 44,85 | | 1,6 | 4,698 | 44,85 |
| $\eta = \text{valor inicial} = 0\%$ | | | | $\eta_{0^\circ} = 19,32\%$ | | | |
| | C_{Pmax} | M (Nm) | P (W) | | C_{Pmax} | M (Nm) | P (W) |
| | 0,281 | 0,438 | 2,186 | | 0,281 | 0,465 | 2,186 |
| | λ | Ω (rad/s) | n (rpm) | | λ | Ω (rad/s) | n (rpm) |
| | 1,7 | 4,991 | 47,66 | | 1,6 | 4,698 | 44,85 |
| $\eta_{30^\circ} = 20,56\%$ | | | | $\eta_{45^\circ} = 20,56\%$ | | | |

| | | | | | | | |
|---|------------|------------------|-----------------------------|--|------------|------------------|-----------|
|  | C_{Pmax} | M (Nm) | P (W) |  | C_{Pmax} | M (Nm) | P (W) |
| | 0,286 | 0,446 | 2,093 | | 0,293 | 0,486 | 2,284 |
| | λ | Ω (rad/s) | n (rpm) | | λ | Ω (rad/s) | n (rpm) |
| | 1,6 | 4,698 | 44,85 | | 1,6 | 4,698 | 44,85 |
| $\eta_{60^\circ} = 22,75\%$ | | | $\eta_{90^\circ} = 25,93\%$ | | | | |

A eficiência η refere-se ao ganho conseguido pela turbina com anteparo em comparação com a obtida com o rotor livre. Com o bloqueio a 90° , alcançou-se a maior eficiência, correspondente a $\eta_{90^\circ} \approx 26\%$. Em termos gerais, o C_p médio alcançado adicionando qualquer bloqueio dos considerados foi de $\sim 0,28$

Capítulo 7: Estudo de caso

Com o intuito de observar a aplicabilidade da turbina com anteparo em condições mais parecidas às oferecidas pela natureza e, contemplado como esta tecnologia poderia ser uma alternativa para a geração de eletricidade em pequenas vilas ribeirinhas dos rios, realiza-se a análise CFD da THD-H de Patel *et al.* (2019), projetada para duas regiões localizadas na beira do rio San Juan, cujo curso se estende pela parte meia-baixa do departamento do Chocó até sua foz no Oceano Pacífico na Colômbia, como se mostra na Figura 7.1.



Figura 7.1 – Estações hidrométricas de El Salado e Peñitas sobre o rio San Juan
Adaptada de Google Earth Pro®.

Na bacia do rio San Juan localizam-se muitos lares e vilas (vide seção 1.1.1), nos quais a cobertura de energia elétrica é parcial, precária ou não existe. Mas como foi exposto na seção 1.1.2, o rio San Juan tem grande potencial hidroenergético aproveitável por meio da hidrocínética, razão pela qual, decide-se estudar dois pontos localizados em sua bacia. Os locais a serem estudados são *El Salado* e *Peñitas*, mostrados na Figura 7.1, os quais contam com estações de medição hidrométricas, e cujos dados das medições nos pontos foram proporcionados pelo *Instituto de Hidrología, Meteorología y Estudios Ambientales de Colombia* (IDEAM, 2020).

Para determinar as dimensões da THD-H projetada em cada região e conhecer as propriedades do escoamento para as análises computacionais correspondentes, são consideradas as médias dos registros coletados pela estação hidrométrica correspondente. A seguir apresentam-se os estudos realizados para as duas estações.

7.1 Desempenho da THD-H na estação *El Salado*

A estação hidrométrica de *El Salado*, identificada com o código 54027030 no IDEAM (IDEAM, 2020), encontra-se localizada aproximadamente a 4°52' latitude norte e, 76°51' longitude oeste, sobre a beira do rio San Juan (vide Figura 7.1). Esta estação registrou entre os anos 1998 e 2019 os seguintes dados médios:

Tabela 7.1 – Médias líquidas da estação *El Salado*.

| Parâmetro | Dado |
|--------------------|---|
| Largura da seção | $L_{Sal} = 81,5364 \text{ m}$ |
| Área da seção | $A_{Sal} = 154,2160 \text{ m}^2$ |
| Profundidade média | $H_{Sal} = 1,8815 \text{ m}$ |
| Velocidade média | $V_{Sal} = 1,2047 \text{ m/s}$ |
| Vazão total | $Q_{Sal} = 154,2160 \text{ m}^3/\text{s}$ |

Nota: Média entre os dados registrados pelo IDEAM para esta estação. Os dados subministrados pela entidade se encontram no Apêndice B.

Na Tabela 7.1, os parâmetros de profundidade e velocidade média são dados que restringem o projeto no referente à capacidade de operação e ao tamanho da máquina. Então, sabendo que para o caso estudado o modelo corresponde ao rotor projetado para *El Salado*, é necessário estimar a relação de escala geométrica a partir da Equação 5.3.

Por conseguinte, depois de conhecer o valor do coeficiente de potência máximo alcançado pela THD-H de Patel *et al.* (2019) ($C_{Pmax} = 0,2329$), estima-se o valor da potência no eixo deste experimento, $P_{e_e} = 0,3627W$, com a Equação 3.20. A área do rotor no experimento, ($A_e = 5,3 \times 10^{-2}m^2$), é o produto do diâmetro do rotor entre o comprimento da pá, e a velocidade do escoamento é $V_e = 0,389m/s$ (vide Tabela 5.1 e Tabela 5.2). Em relação à velocidade do modelo V_m , é a mesma do escoamento na estação. de acordo com a Tabela 7.1. Como a profundidade é um fator restritivo, a área do modelo A_m , depende desta, então considerado um valor aleatório, $l_m = 1,5m$, como comprimento da pá no modelo, para que o rotor fique totalmente submerso o maior tempo. Assim, o fator de escala geométrica ε_g , escreve-se como na Equação 7.1:

$$\varepsilon_g = \frac{l_m}{l_e} \quad (7.1)$$

Onde, $\varepsilon_g = 7,5$. Caso sejam multiplicadas todas as dimensões da THD-H de Patel *et al.* (2019) entre a escala geométrica, o modelo guarda a mesma proporção. Portanto, $D_m = 1,9875m$, $A_m = 2,9813m^2$ e a potência esperada para o modelo é $P_{e_m} \approx 606W$.

No entanto, as máquinas não possuem um comportamento tão linear, e seu rendimento vai depender de muitas variáveis físicas e das características de funcionamento da mesma. Então, para estimar o valor de potência máximo mais próximo ao que poderia gerar a turbina projetada para *El Salado*, a seguir são utilizados os resultados da análise em CFD do rotor livre e se compara ao estudo em CFD feito para o mesmo rotor com a adição do anteparo com ângulo de inclinação, $\theta = 90^\circ$.

Como dados de entrada para a análise, obtém-se os valores mostrados na Tabela 7.2. Da mesma forma, estimou-se $\Delta y = 4,4 \times 10^{-5} m$ e $Re \approx 4,5 \times 10^5$. Para a geração da malha computacional, foi usado o fator de escala geométrica ε_g , que modifica o tamanho da malha desenhada para a simulação da turbina de Patel *et al.* (2019), e também, foi usado o mesmo fator para dimensionar o rotor com anteparo de ângulo reto de forma escalar.

Tabela 7.2 – Dimensões da THD-H de *El Salado*.

| Parâmetro | Detalhe |
|----------------------------------|--------------------------|
| Comprimento da pá (l) | 1500 mm (1,5 m) |
| Perfil do hidrofólio | NACA 0018 |
| Longitude de corda da pá (c) | 375 mm (0,375m) |
| Número de pás (z) | 3 |
| Diâmetro do rotor (D) | 1987,5 mm ($\sim 2m$) |
| Raio (R) | 993,75 mm ($\sim 1 m$) |
| Solidez (σ) | 18% |

Os resultados das simulações para o rotor livre e para o rotor com anteparo a $\theta = 90^\circ$ são apresentados na Figura 7.2.

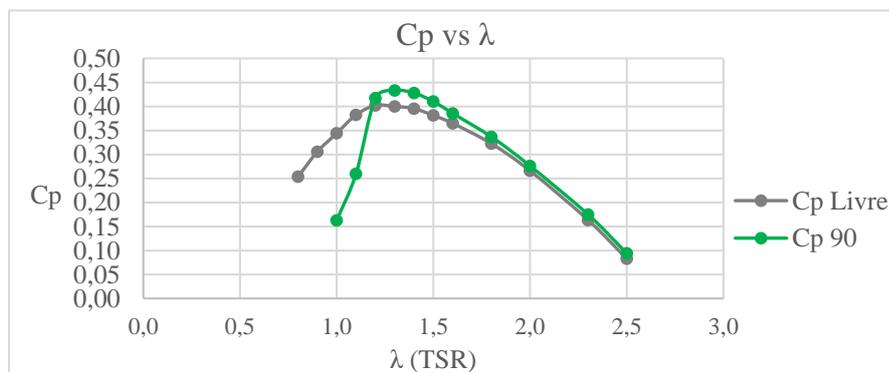


Figura 7.2 – Desempenho da THD-H de *El Salado* livre e com anteparo de ângulo reto

Para o rotor livre o valor de $C_{Pmax} = 0,4$, enquanto para a configuração com o anteparo o valor de $C_{PmaxA90} = 0,433$. A pequena diferença entre os coeficientes de potência máximos

na faixa de λ , indica o crescimento da velocidade de rotação na turbina com anteparo como mostra a Figura 7.3; no entanto, o máximo valor do momento M para ambas ficou cerca de $500Nm$, embora exista variação da potência na saída $P = 697W$ sem bloqueio até $752W$ com bloqueio.

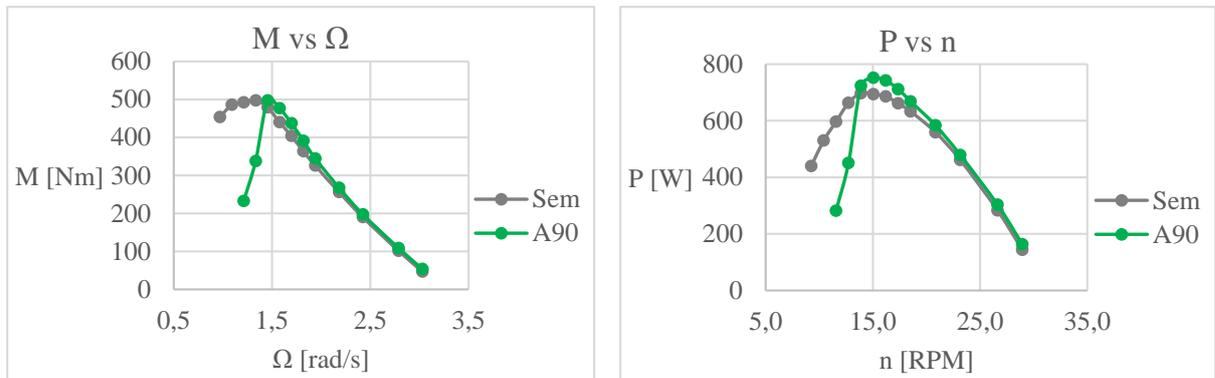


Figura 7.3 – Momento (esquerda) e Potência (direita) da THD-H de *El Salado*.

O contorno de velocidade na Figura 7.4 mostra a região de baixa energia no entorno da pá de retardo na configuração com anteparo; no entanto, essa região é mais estreita em comparação com a obtida na simulação da THD-H de Patel *et al.* (2019) (vide Figura 6.19 e Figura 6.26), devido ao aumento da velocidade e a mudança de regime. Além disso, percebe-se o aumento da velocidade do escoamento que desprende do anteparo, o qual contribui à sustentação sobre a pá de avanço.

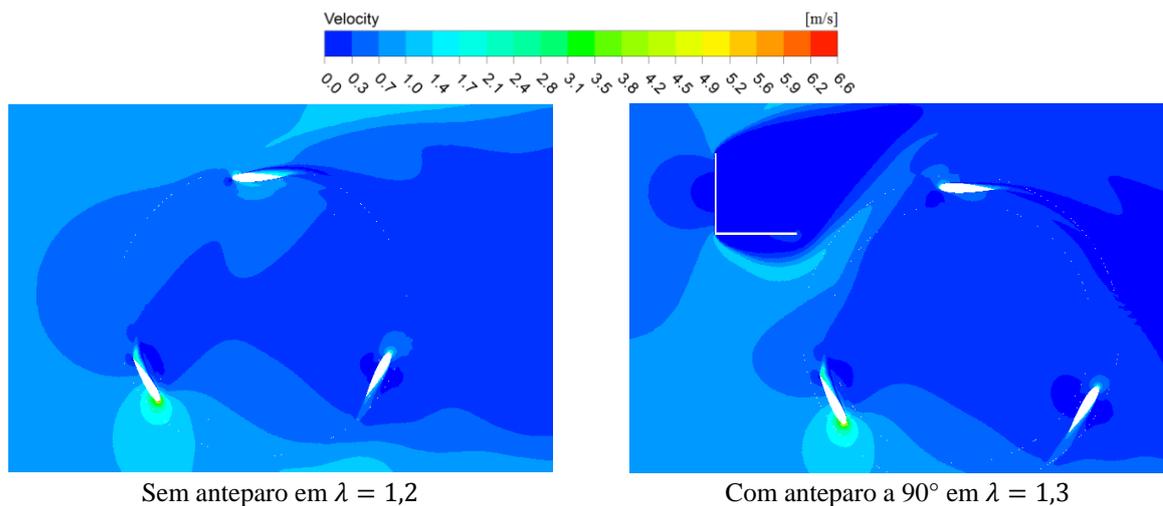


Figura 7.4 – Contornos de velocidade THD-H de *El Salado*.

Essa mudança de regime é observável na Figura 7.5, onde atrás do anteparo é gerada uma zona de muita instabilidade, mas o desprendimento na pá de retardo é menos intenso por causa do bloqueio.

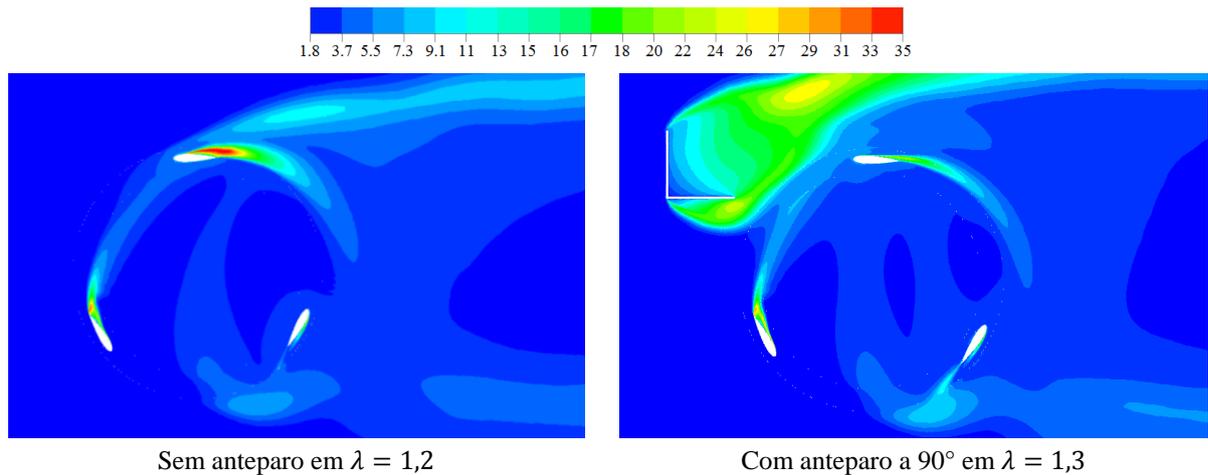
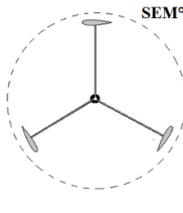
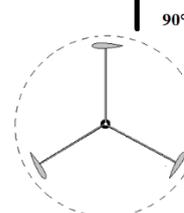


Figura 7.5 – Intensidade de turbulência (%) da THD-H de *El Salado*.

As grandezas alcançadas com as simulações são apresentadas na Tabela 7.3, onde o rendimento η , com o bloqueio aumentou $\sim 7,8\%$.

Tabela 7.3 – Grandezas obtidas com CFD para configurações de *El Salado*.

|  | C_{Pmax} | M (Nm) | P (W) |  | C_{Pmax} | M (Nm) | P (W) |
|---|------------|------------------|-----------|--|------------|------------------|-----------|
| | 0,402 | 479,37 | 697,37 | | 0,433 | 477,04 | 751,81 |
| | λ | Ω (rad/s) | n (rpm) | | λ | Ω (rad/s) | n (rpm) |
| | 1,20 | 1,455 | 13,9 | | 1,30 | 1,58 | 15,05 |
| $\eta = \text{valor inicial} = 0\%$ | | | | $\eta_{90^\circ} = 7,8\%$ | | | |

7.2 Desempenho da THD-H na estação *Peñitas*

O mesmo procedimento desenvolvido para *El Salado* foi adiantado para estação *Peñitas*, na qual, a profundidade é maior e permite considerar a geração de maiores potências. As medidas tomadas para esta estação são apresentadas na Tabela 7.4.

Tabela 7.4 – Médias líquidas da estação *Peñitas*.

| Parâmetro | Dado |
|--------------------|---|
| Largura da seção | $L_{Peñ} = 223,0167 \text{ m}$ |
| Área da seção | $A_{Peñ} = 630,8181 \text{ m}^2$ |
| Profundidade média | $H_{Peñ} = 8,2440 \text{ m}$ |
| Velocidade média | $V_{Peñ} = 1,0620 \text{ m/s}$ |
| Vazão total | $Q_{Peñ} = 540,9238 \text{ m}^3/\text{s}$ |

Nota: Média entre os dados registrados pelo IDEAM para esta estação. Os dados subministrados pela entidade se encontram no Apêndice B.

Selecionado o comprimento da pá, $l_m = 7,5m$ e tomando cuidado para não ultrapassar o limite da profundidade média, o fator de escala estabelece em $\varepsilon_g = 37,5$; portanto, $A_m = 74,5313 m^2$. As dimensões resultantes do rotor de *Peñitas* são mostradas na Tabela 7.5.

Tabela 7.5 – Dimensões da THD-H de *Peñitas*.

| Parâmetro | Detalhe |
|----------------------------------|-------------------|
| Comprimento da pá (l) | 7500 mm (7,5 m) |
| Perfil do hidrofólio | NACA 0018 |
| Longitude de corda da pá (c) | 1875 mm (1,875 m) |
| Número de pás (z) | 3 |
| Diâmetro do rotor (D) | 9,9375 mm (~10 m) |
| Raio (R) | 4,96875 mm (~5 m) |
| Solidez (σ) | 18% |

O maior tamanho não só contribuiu no aumento da potência e o momento, mas também implica a mudança do valor do número de Reynolds, Re para $\sim 2 \times 10^6$, com o $\Delta y = 4,6 \times 10^{-5}m$. Diante disso, os resultados das simulações são mostrados na Figura 7.6 e a Figura 7.7.

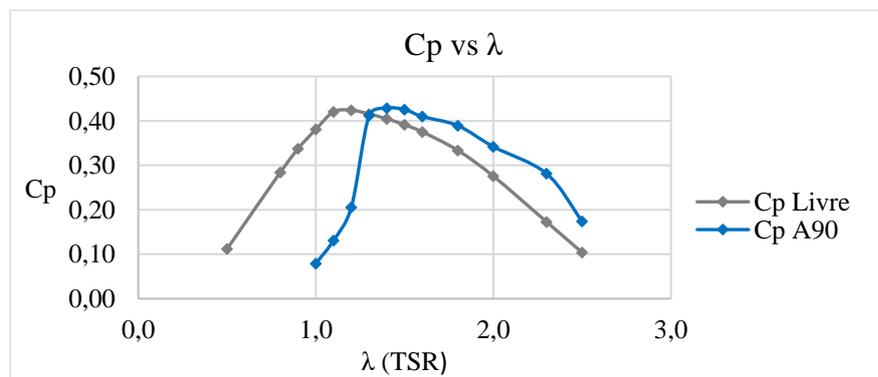


Figura 7.6 – Desempenho da THD-H de *Peñitas* livre e com anteparo de ângulo reto

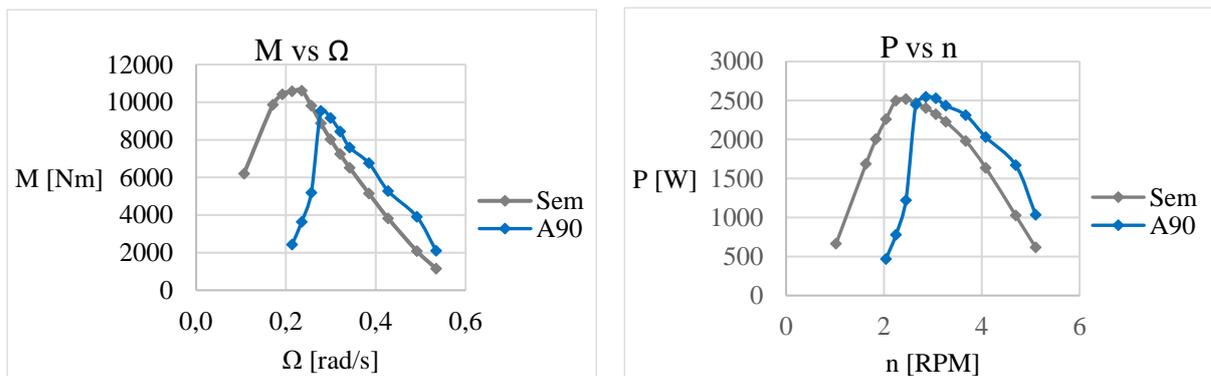


Figura 7.7 – Momento e Potência da THD-H de *Peñitas*.

Para este regime de turbulência, a variação do coeficiente de potência foi muito pequena, ambos ficaram em cerca de $\sim 0,42$, onde a configuração com anteparo foi maior por apenas 0,004. Além disso, percebeu-se uma notória redução na faixa de operação do rotor com bloqueio, presumindo que a THD-H sem anteparo pode trabalhar com rotações ou velocidades mais baixas segundo a Figura 7.7.

Por outro lado, o momento gerado pelo rotor livre foi muito maior que o obtido com uso do anteparo; porém a potência é a mesma devido a maior rotação que consegue a turbina com o bloqueio (vide Figura 7.7). Os contornos de velocidades para as duas disposições mostradas na Figura 7.8, permitem verificar como embora apresente-se a diminuição da velocidade do escoamento que atinge a pá de retardo, essa redução é mais leve em comparação com as duas simulações anteriores, consequência também da redução da velocidade de rotação.

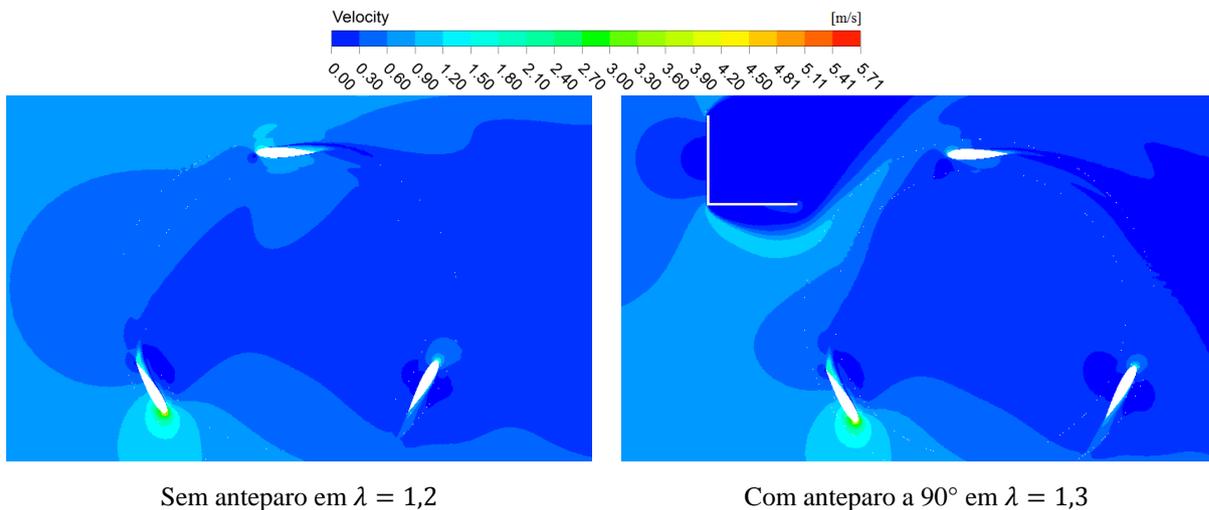


Figura 7.8 – Contornos de velocidade THD-H de Peñitas.

Com o aumento da intensidade da turbulência mostrado na Figura 7.9, por causa do anteparo, é gerado um escoamento negativo perto do perímetro de rotação que diminui a efeito positivo do bloqueio.

O rendimento com o bloqueio para esta configuração aumentou em $\sim 1.15\%$. A Tabela 7.6, mostra as grandezas conseguidas pelas duas configurações nos pontos onde o C_p foi máximo. No entanto, o momento máximo no rotor livre foi, $M_{\max_{Liv}} = 10,6 \text{ kNm}$ e, para o rotor com anteparo, $M_{\max_{A90}} = 9,54 \text{ kNm}$, como pode ser visto na Figura 7.7. Esta condição que se apresenta em um C_p abaixo do máximo no rotor livre, pode ser mais útil para o projetista na ocasião de gerar potências maiores das que poderiam ser alcançadas com a THD-H com bloqueio, por exemplo, colocando um multiplicador de velocidades.

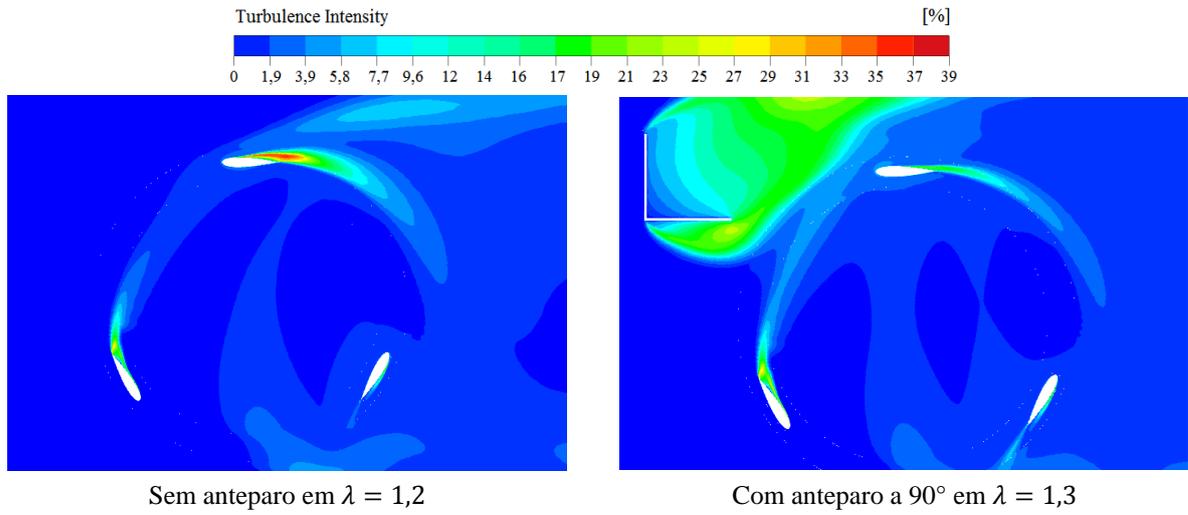
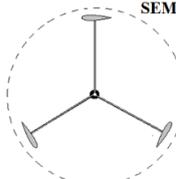
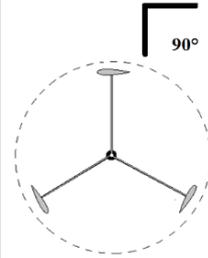


Figura 7.9 – Intensidade de turbulência (%) da THD-H de Peñitas.

Tabela 7.6 – Grandezas obtidas com CFD para configurações de Peñitas.

|  | C_{Pmax} | M (Nm) | P (W) |  | C_{Pmax} | M (Nm) | P (W) |
|--|------------|------------------|-----------|---|------------|------------------|-----------|
| | 0,424 | 9816 | 2517,64 | | 0,428 | 9164 | 2546,3 |
| | λ | Ω (rad/s) | n (rpm) | | λ | Ω (rad/s) | n (rpm) |
| | 1,20 | 0,256 | 2,45 | | 1,30 | 0,278 | 2,65 |
| $\eta = \text{valor inicial} = 0\%$ | | | | $\eta_{90^\circ} = 1,15\%$ | | | |

Capítulo 8: Conclusões e Recomendações

8.1 Conclusões

8.1.1 Efetividade do ANBIG

A capacidade do ANBIG para prever a tendência da curva de desempenho de uma turbina Darrieus foi demonstrada quando, por meio deste método, estimou-se o comportamento que devia ter a curva de Patel *et al.* (2019) para toda a faixa de λ (vide Figura 6.9). Logo, após fazer o estudo CFD, a curva de desempenho mostrada na Figura 6.13 exibiu grande semelhança como a obtida mediante o ANBIG. Deste modo, esta metodologia possibilita fazer a seleção a priori da solidez que melhor se ajusta a algumas condições básicas estabelecidas, tais como velocidade do escoamento, perfil do aerofólio e o número de Reynolds. Inclusive, permite descartar várias geometrias a serem testadas ao prever o possível desempenho delas.

No entanto, é importante saber que o algoritmo desenvolvido não pode ser usado como único procedimento de seleção turbinas Darrieus, dado que na maioria dos casos avaliados, houve uma evidente superestimação do desempenho. Isto acontece porque o método ignora muitas propriedades que exibem os sistemas fluidodinâmicos como vorticidade, atrito, influência das pás uma sobre as outras, etc. Ainda, esta metodologia assume muitas condições como ideais, por exemplo, um coeficiente de arrasto C_d , constante em todo o giro para achar o C_p ; uma velocidade local inicial V , com o mesmo valor da corrente V_I , entre outras considerações. Portanto, a adequada seleção de um rotor deve ser apoiada com outros métodos como as análises em CFD ou testes experimentais.

Por outro lado, para valores de número de Reynolds elevados, o ANBIG apresenta maior precisão do que para seus valores baixos, devido ao menor desprendimento na camada limite, mesmo que devido à redução das perdas mecânicas e às perdas por efeitos viscosos nestes regimes. Adicionalmente este método admite comparar várias curvas de desempenho para diferentes configurações de THD-H com rapidez, já que o tempo de configuração por caso esteve em torno de 10 minutos, e cada caso calculado mediante o algoritmo demorou menos de 1 minuto no supracitado processo. As rodadas foram realizadas em um computador com processador Intel Core i7 2600, 24 GB de RAM.

8.1.2 Sobre estudo CFD

A curva de desempenho estimada por meio do ANBIG para a THD-H de Patel *et al.* (2019), indicou a existência de outros pontos dentro da faixa de λ além dos já considerados no experimento. Em consequência, mediante análises em CFD, foram encontrados os pontos faltantes dentro do gráfico, e por sua vez, mostrou-se que C_p máximo alcançável pelo rotor livre é maior do que o obtido no experimento.

Para validar que a metodologia CFD desenvolvida estivesse de acordo com o experimento, foram simulados os pontos testados por Patel *et al.* (2019), e os resultados exibiram grande semelhança, tanto na proximidade dos pontos, assim como no padrão de comportamento da curva de desempenho.

Seguidamente, foi estudada a configuração com anteparo que apresentou maior coeficiente de potência experimentalmente, o qual subiu de $C_p = 0,233$ como valor máximo obtido por meio de CFD para o rotor livre, até $C_p = 0,278$, adicionando o bloqueio otimizado na simulação. No entanto, mediante o método computacional utilizado não foi possível alcançar o valor de $C_p = 0,36$ que Patel conseguiu em seus ensaios.

A melhoria no desempenho deve-se ao fato de que com a adição de anteparo se bloqueia o escoamento que atinge a pá em contracorrente, e é formada uma região de baixa pressão a jusante do bloqueio, condições que minimizam o desprendimento na camada limite do hidrofólio. Por outro lado, o anteparo aumenta a pressão estática no extradorso da pá de avanço, e em consequência, há um aumento da velocidade rotação.

8.1.3 Com novas configurações de anteparo

Tentando obter melhorias no desempenho da THD-H com anteparo, decide-se manter a largura da placa que obteve melhor comportamento no teste experimental e, faz-se a variação sua inclinação com diversos ângulos (30° , 60° , 45° e 90°), a partir do seu centroide. Para cada configuração com os bloqueios inclinados foi feita a simulação CFD concernente, resultando no aumento do valor do coeficiente de potência em cada uma delas em comparação com o arranjo inicial com o anteparo plano (0°).

Entre as configurações com anteparos inclinados, aquela com ângulo de 90° alcançou o maior C_p ($\sim 0,29$), conseguindo aumentar o desempenho até 26% em comparação com o rotor livre. Os anteparos com ângulos de 30° , 60° e 45° , embora melhorem o rendimento do sistema, criam uma esteira vorticiosa na saída da placa que gera uma componente de

velocidade em contracorrente. Em vez disso, a placa com ângulo de 90° não gera a referida vorticidade, e o desprendimento gerado pela parte perpendicular à corrente atinge o perímetro de rotação perto do limite da região de baixa energia, contribuindo para a sustentação da pá que muda de sua posição de retardo para a posição de avanço (pá mais próxima ao anteparo passando além dele).

8.1.4 Para as estações hidrométricas.

Contemplando a utilidade desta pesquisa para brindar uma alternativa de geração em regiões isoladas e carentes do serviço de energia elétrica, realiza-se o estudo CFD de duas THD-H projetadas para duas estações hidrométricas localizadas na beira do rio San Juan na costa pacífica colombiana, no departamento de Chocó.

Para a primeira estação, *El Salado*, foi projetada a turbina sob as condições do afluente por meio de análise dimensional, realizaram-se os estudos computacionais para as configurações sem e com anteparo a 90° , obtendo um valor de $C_{p_{max}} = 0,40$ para o rotor livre e, de $C_{p_{max}} = 0,43$ para a THD-H com bloqueio. A diminuição no ganho de eficiência ($\sim 7,8\%$) neste regime, é causada pelo aumento da turbulência, que faz que o escoamento que desprende do anteparo incida sobre a pá de retardo.

Com a segunda análise realizada para a outra estação, *Peñitas*, acontece uma maior diminuição do ganho de eficiência, onde, mesmo que tenha-se obtido um aumento da potência na saída do eixo em razão do maior tamanho do rotor, a adição do anteparo não representou um crescimento significativo de eficiência ($\sim 1,15\%$). Aliás, para esta THD-H, o momento maior apresentou-se na configuração sem bloqueio.

Por outro lado, para as duas turbinas analisadas para o departamento de Chocó é necessário a utilização de mecanismos de multiplicação velocidade de rotação, em razão que é difícil encontrar geradores para tão baixas revoluções (para *El Salado* $n = 15,05 \text{ rpm}$, e para *Peñitas* $n = 2,65 \text{ rpm}$).

A Figura 8.1, apresenta a curva de tendência da eficiência de acordo com a variação do número de Reynolds para as configurações com anteparo a 90° , mostrando a redução da eficiência obtida com o bloqueio com o crescimento nos níveis de turbulência.

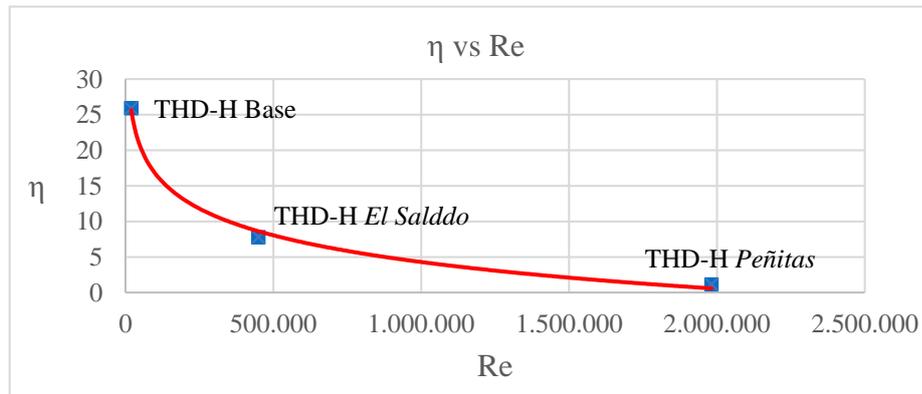


Figura 8.1 – Linha de tendência da eficiência das THD-H com anteparo a 90°

8.2 Recomendações

É necessário encontrar modos de contemplar as variáveis que o ANBIG desconsidera para conseguir que as curvas de desempenho geradas por meio deste algoritmo se aproximem ao comportamento real dos rotores Darrieus.

Por exemplo, pode-se considerar a limitação do crescimento do coeficiente de equilíbrio como no modelo DMS, ou encontrar formas de adicionar as perdas à metodologia como propõe Rodrigues (2007), em seu procedimento para turbinas hidrocínéticas horizontais. Além disso, é preciso ampliar a pesquisa sobre THD-H ao campo experimental, porque não é fácil encontrar ensaios suficientes neste âmbito que permitam validar os modelos computacionais.

Como mediante este estudo computacional não foi possível alcançar o coeficiente de potência máximo conseguido experimentalmente por Patel *et al.* (2019) para a configuração com anteparo que exibiu melhor rendimento, faz-se importante realizar outros estudos computacionais nos quais se mude o modelo de turbulência ou se varie a abordagem do problema. Também, é pertinente fazer novos ensaios de laboratório que permitam observar as condições reais de operação em cada configuração contemplada neste trabalho.

Conseqüentemente, procede à utilização de algoritmos de otimização que permitam estabelecer o ponto exato onde se encontra o C_p máximo para cada configuração, permitindo também determinar a inclinação, o tamanho e a localização do anteparo com o qual a THD-H apresentaria melhor rendimento.

Por outro lado, quando houve mudança de regime de operação para os rotores projetados sobre o rio San Juan, percebeu-se que o escoamento que desprende do anteparo cria esteiras vorticosas que incidem sobre a pá de retardo, pelo qual, é possível que com a redução da distância entre a placa de bloqueio e o centro do rotor, ocorra um ganho no desempenho.

Outro aspecto importante que merece ser estudado, é a contribuição da esteira do anteparo para a aceleração do escoamento jusante ao rotor, já que a intensidade da turbulência aumentou nas proximidades do rotor quando este estava dotado com a placa de bloqueio. Diante disso, pode ser que o anteparo também ajude a melhorar o rendimento de turbinas em arranjos dispostas em paralelo.

Também, as simulações com anteparo mostraram grande amplitude do valor do momento na parte do estado pseudo-transitório em comparação com os arranjos sem bloqueio como se observa na Figura 8.2. Por outro lado, testes experimentais feitos sobre um rotor Darrieus-H eólico mostraram que o anteparo funcionou como mecanismo de partida.

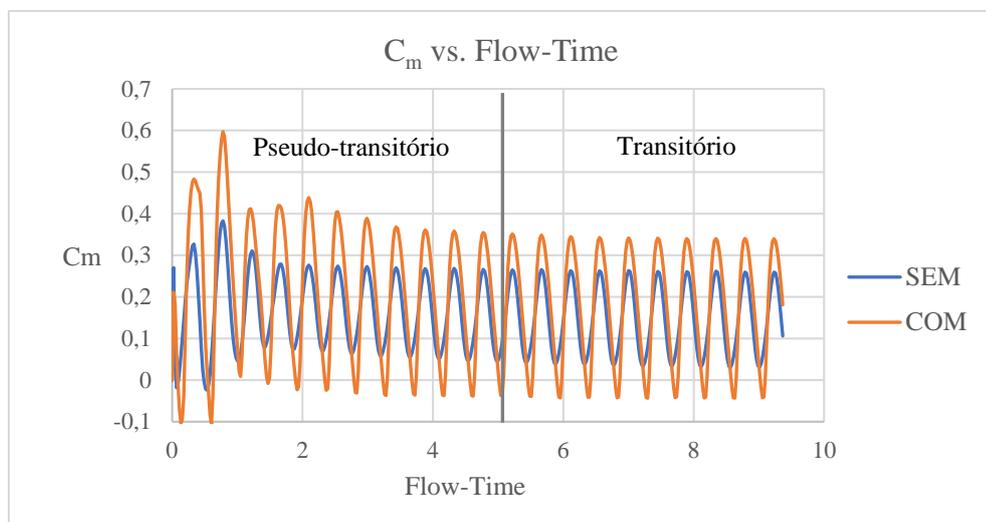


Figura 8.2 – Comparação entre estados pseudo-transitórios.
SEM (Sem anteparo), COM (Com anteparo)

Diante disto, levantam-se as seguintes hipóteses:

1. O anteparo pode ser usado como mecanismo de partida em rotores Darrieus ao mesmo tempo que funcione como elemento de otimização do rendimento?
2. O anteparo ajuda a vencer a resistência apresentada na capa limite para os valores de números de Reynolds baixos em outro tipo de turbinas ou mecanismos?

| | | | | | | | | | | | | | | |
|-----|---------|--------|---------|--------|---------|--------|---------|--------|---------|--------|---------|--------|---------|--------|
| 60 | 0,8750 | 1,4700 | 0,8750 | 1,4700 | 0,8750 | 1,4700 | 0,8750 | 1,4700 | 0,8750 | 1,4700 | 0,8750 | 1,4700 | 0,8750 | 1,4700 |
| 65 | 0,7650 | 1,5700 | 0,7650 | 1,5750 | 0,7650 | 1,5750 | 0,7650 | 1,5700 | 0,7650 | 1,5750 | 0,7650 | 1,5750 | 0,7650 | 1,5750 |
| 70 | 0,6500 | 1,6650 | 0,6500 | 1,6650 | 0,6500 | 1,6650 | 0,6500 | 1,6650 | 0,6500 | 1,6650 | 0,6500 | 1,6650 | 0,6500 | 1,6650 |
| 75 | 0,5150 | 1,7350 | 0,5150 | 1,7350 | 0,5150 | 1,7350 | 0,5150 | 1,7350 | 0,5150 | 1,7350 | 0,5150 | 1,7350 | 0,5150 | 1,7350 |
| 80 | 0,3700 | 1,7800 | 0,3700 | 1,7800 | 0,3700 | 1,7800 | 0,3700 | 1,7800 | 0,3700 | 1,7800 | 0,3700 | 1,7800 | 0,3700 | 1,7800 |
| 85 | 0,2200 | 1,8000 | 0,2200 | 1,8000 | 0,2200 | 1,8000 | 0,2200 | 1,8000 | 0,2200 | 1,8000 | 0,2200 | 1,8000 | 0,2200 | 1,8000 |
| 90 | 0,0700 | 1,8000 | 0,0700 | 1,8000 | 0,0700 | 1,8000 | 0,0700 | 1,8000 | 0,0700 | 1,8000 | 0,0700 | 1,8000 | 0,0700 | 1,8000 |
| 95 | -0,0700 | 1,7800 | -0,0700 | 1,7800 | -0,0700 | 1,7800 | -0,0700 | 1,7800 | -0,0700 | 1,7800 | -0,0700 | 1,7800 | -0,0700 | 1,7800 |
| 100 | -0,2200 | 1,7500 | -0,2200 | 1,7500 | -0,2200 | 1,7500 | -0,2200 | 1,7500 | -0,2200 | 1,7500 | -0,2200 | 1,7500 | -0,2200 | 1,7500 |
| 105 | -0,3700 | 1,7000 | -0,3700 | 1,7000 | -0,3700 | 1,7000 | -0,3700 | 1,7000 | -0,3700 | 1,7000 | -0,3700 | 1,7000 | -0,3700 | 1,7000 |
| 110 | -0,5100 | 1,6350 | -0,5100 | 1,6350 | -0,5100 | 1,6350 | -0,5100 | 1,6350 | -0,5100 | 1,6350 | -0,5100 | 1,6350 | -0,5100 | 1,6350 |
| 115 | -0,6250 | 1,5550 | -0,6250 | 1,5550 | -0,6250 | 1,5550 | -0,6250 | 1,5550 | -0,6250 | 1,5550 | -0,6250 | 1,5550 | -0,6250 | 1,5550 |
| 120 | -0,7350 | 1,4650 | -0,7350 | 1,4650 | -0,7350 | 1,4650 | -0,7350 | 1,4650 | -0,7350 | 1,4650 | -0,7350 | 1,4650 | -0,7350 | 1,4650 |
| 125 | -0,8400 | 1,3500 | -0,8400 | 1,3500 | -0,8400 | 1,3500 | -0,8400 | 1,3500 | -0,8400 | 1,3500 | -0,8400 | 1,3500 | -0,8400 | 1,3500 |
| 130 | -0,9100 | 1,2250 | -0,9100 | 1,2250 | -0,9100 | 1,2250 | -0,9100 | 1,2250 | -0,9100 | 1,2250 | -0,9100 | 1,2250 | -0,9100 | 1,2250 |
| 135 | -0,9450 | 1,0850 | -0,9450 | 1,0850 | -0,9450 | 1,0850 | -0,9450 | 1,0850 | -0,9450 | 1,0850 | -0,9450 | 1,0850 | -0,9450 | 1,0850 |
| 140 | -0,9450 | 0,9250 | -0,9450 | 0,9250 | -0,9450 | 0,9250 | -0,9450 | 0,9250 | -0,9450 | 0,9250 | -0,9450 | 0,9250 | -0,9450 | 0,9250 |
| 145 | -0,9100 | 0,7550 | -0,9100 | 0,7550 | -0,9100 | 0,7550 | -0,9100 | 0,7550 | -0,9100 | 0,7550 | -0,9100 | 0,7550 | -0,9100 | 0,7550 |
| 150 | -0,8500 | 0,5750 | -0,8500 | 0,5750 | -0,8500 | 0,5750 | -0,8500 | 0,5750 | -0,8500 | 0,5750 | -0,8500 | 0,5750 | -0,8500 | 0,5750 |
| 155 | -0,7400 | 0,4200 | -0,7400 | 0,4200 | -0,7400 | 0,4200 | -0,7400 | 0,4200 | -0,7400 | 0,4200 | -0,7400 | 0,4200 | -0,7400 | 0,4200 |
| 160 | -0,6600 | 0,3200 | -0,6600 | 0,3200 | -0,6600 | 0,3200 | -0,6600 | 0,3200 | -0,6600 | 0,3200 | -0,6600 | 0,3200 | -0,6600 | 0,3200 |
| 165 | -0,6750 | 0,2300 | -0,6750 | 0,2300 | -0,6700 | 0,2300 | -0,5750 | 0,2300 | -0,6750 | 0,2300 | -0,6750 | 0,2300 | -0,6750 | 0,2300 |
| 170 | -0,8500 | 0,1400 | -0,8500 | 0,1400 | -0,8500 | 0,1400 | -0,8500 | 0,1400 | -0,8500 | 0,1400 | -0,8500 | 0,1400 | -0,8500 | 0,1400 |
| 175 | -0,6900 | 0,0550 | -0,6900 | 0,0550 | -0,6900 | 0,0550 | -0,6900 | 0,0550 | -0,6900 | 0,0550 | -0,6900 | 0,0550 | -0,6900 | 0,0550 |
| 180 | 0,0000 | 0,0250 | 0,0000 | 0,0250 | 0,0000 | 0,0250 | 0,0000 | 0,0250 | 0,0000 | 0,0250 | 0,0000 | 0,0250 | 0,0000 | 0,0250 |

NACA 0015

| α° | Cl20 | Cd20 | Cl40 | Cd40 | Cl80 | Cd80 | Cl160 | Cd160 | Cl360 | Cd360 | Cl700 | Cd700 | Cl1000 | Cd1000 |
|----------------|---------|--------|---------|--------|--------|--------|--------|--------|--------|--------|--------|--------|--------|--------|
| 0 | 0,0000 | 0,0265 | 0,0000 | 0,0196 | 0,0000 | 0,0147 | 0,0000 | 0,0115 | 0,0000 | 0,0091 | 0,0000 | 0,0077 | 0,0000 | 0,0074 |
| 1 | 0,0891 | 0,0267 | 0,1054 | 0,0198 | 0,1100 | 0,0148 | 0,1100 | 0,0117 | 0,1100 | 0,0092 | 0,1100 | 0,0078 | 0,1100 | 0,0075 |
| 2 | 0,1740 | 0,0271 | 0,2099 | 0,0202 | 0,2200 | 0,0151 | 0,2200 | 0,0120 | 0,2200 | 0,0094 | 0,2200 | 0,0080 | 0,2200 | 0,0076 |
| 3 | 0,2452 | 0,0279 | 0,3078 | 0,0209 | 0,3300 | 0,0156 | 0,3300 | 0,0124 | 0,3300 | 0,0098 | 0,3300 | 0,0083 | 0,3300 | 0,0079 |
| 4 | 0,3041 | 0,0290 | 0,4017 | 0,0219 | 0,4186 | 0,0168 | 0,4400 | 0,0132 | 0,4400 | 0,0105 | 0,4400 | 0,0089 | 0,4400 | 0,0083 |
| 5 | 0,3359 | 0,0303 | 0,4871 | 0,0232 | 0,5180 | 0,0181 | 0,5500 | 0,0142 | 0,5500 | 0,0114 | 0,5500 | 0,0098 | 0,5500 | 0,0091 |
| 6 | 0,3001 | 0,0410 | 0,5551 | 0,0249 | 0,5048 | 0,0197 | 0,6299 | 0,0160 | 0,6600 | 0,0126 | 0,6600 | 0,0108 | 0,6600 | 0,0101 |
| 7 | 0,0570 | 0,0510 | 0,5730 | 0,0267 | 0,6760 | 0,0214 | 0,7150 | 0,1760 | 0,7390 | 0,0143 | 0,7483 | 0,0122 | 0,7700 | 0,0111 |
| 8 | -0,1104 | 0,0640 | 0,4663 | 0,0520 | 0,7189 | 0,0234 | 0,7851 | 0,0193 | 0,8240 | 0,0157 | 0,8442 | 0,0135 | 0,8504 | 0,0126 |
| 9 | -0,1050 | 0,0770 | 0,0433 | 0,0770 | 0,6969 | 0,0255 | 0,8311 | 0,0212 | 0,8946 | 0,0173 | 0,9260 | 0,0149 | 0,9387 | 0,0138 |
| 10 | -0,0728 | 0,0910 | -0,0413 | 0,0910 | 0,5122 | 0,0277 | 0,8322 | 0,0233 | 0,9440 | 0,0191 | 0,9937 | 0,0164 | 1,0141 | 0,0152 |
| 11 | -0,0300 | 0,1070 | -0,0144 | 0,1070 | 0,1642 | 0,0760 | 0,7623 | 0,0256 | 0,9572 | 0,0211 | 1,0363 | 0,0182 | 1,0686 | 0,0168 |
| 12 | 0,0173 | 0,1230 | 0,0261 | 0,1230 | 0,0749 | 0,1230 | 0,5936 | 0,0281 | 0,9285 | 0,0233 | 1,0508 | 0,0200 | 1,0971 | 0,0186 |
| 13 | 0,0678 | 0,1400 | 0,0741 | 0,1400 | 0,0967 | 0,1400 | 0,3548 | 0,0302 | 0,8562 | 0,0257 | 1,0302 | 0,0221 | 1,0957 | 0,0205 |
| 14 | 0,1193 | 0,1580 | 0,1244 | 0,1580 | 0,1382 | 0,1580 | 0,2371 | 0,1040 | 0,7483 | 0,0283 | 0,9801 | 0,0244 | 1,0656 | 0,0225 |
| 15 | 0,1721 | 0,1770 | 0,1756 | 0,1770 | 0,1861 | 0,1770 | 0,2376 | 0,1770 | 0,6350 | 0,0312 | 0,9119 | 0,0269 | 1,0145 | 0,0249 |

| | | | | | | | | | | | | | | |
|-----|---------|--------|---------|--------|---------|--------|---------|--------|---------|--------|---------|--------|---------|--------|
| 16 | 0,2256 | 0,1960 | 0,2280 | 0,1960 | 0,2364 | 0,1960 | 0,2665 | 0,1970 | 0,5384 | 0,1240 | 0,8401 | 0,0297 | 0,9567 | 0,0275 |
| 17 | 0,2792 | 0,2170 | 0,2815 | 0,2170 | 0,2873 | 0,2170 | 0,3089 | 0,2170 | 0,4851 | 0,2170 | 0,7799 | 0,1340 | 0,8996 | 0,0303 |
| 18 | 0,3331 | 0,2380 | 0,3351 | 0,2380 | 0,3393 | 0,2380 | 0,3567 | 0,2380 | 0,4782 | 0,2380 | 0,7305 | 0,2380 | 0,8566 | 0,1450 |
| 19 | 0,3869 | 0,2600 | 0,3889 | 0,2600 | 0,3927 | 0,2600 | 0,4066 | 0,2600 | 0,4908 | 0,2600 | 0,7041 | 0,2600 | 0,8226 | 0,2600 |
| 20 | 0,4409 | 0,2820 | 0,4427 | 0,2820 | 0,4453 | 0,2820 | 0,4547 | 0,2820 | 0,5247 | 0,2820 | 0,6990 | 0,2820 | 0,8089 | 0,2820 |
| 21 | 0,4949 | 0,3050 | 0,4966 | 0,3050 | 0,5001 | 0,3050 | 0,5087 | 0,3050 | 0,5616 | 0,3050 | 0,7097 | 0,3050 | 0,8063 | 0,3050 |
| 22 | 0,5489 | 0,3290 | 0,5506 | 0,3290 | 0,5539 | 0,3290 | 0,5611 | 0,3290 | 0,6045 | 0,3290 | 0,7298 | 0,3290 | 0,8189 | 0,3290 |
| 23 | 0,6029 | 0,3540 | 0,6045 | 0,3540 | 0,6078 | 0,3540 | 0,6148 | 0,3540 | 0,6528 | 0,3540 | 0,7593 | 0,3540 | 0,8408 | 0,3540 |
| 24 | 0,6569 | 0,3790 | 0,6585 | 0,3790 | 0,6617 | 0,3790 | 0,6685 | 0,3790 | 0,7015 | 0,3790 | 0,7961 | 0,3790 | 0,8668 | 0,3790 |
| 25 | 0,7109 | 0,4050 | 0,7125 | 0,4050 | 0,7156 | 0,4050 | 0,7224 | 0,4050 | 0,7511 | 0,4050 | 0,8353 | 0,4050 | 0,9023 | 0,4050 |
| 26 | 0,7649 | 0,4320 | 0,7666 | 0,4320 | 0,7700 | 0,4320 | 0,7771 | 0,4320 | 0,8055 | 0,4320 | 0,8838 | 0,4320 | 0,9406 | 0,4320 |
| 27 | 0,8191 | 0,4600 | 0,8220 | 0,4600 | 0,8277 | 0,4600 | 0,8382 | 0,4600 | 0,8788 | 0,4600 | 0,9473 | 0,4600 | 0,9912 | 0,4600 |
| 30 | 0,8550 | 0,5700 | 0,8550 | 0,5700 | 0,8550 | 0,5700 | 0,8550 | 0,5700 | 0,8550 | 0,5700 | 0,8550 | 0,5700 | 0,8550 | 0,5700 |
| 35 | 0,9800 | 0,7450 | 0,9800 | 0,7450 | 0,9800 | 0,7450 | 0,9800 | 0,7450 | 0,9800 | 0,7450 | 0,9800 | 0,7450 | 0,9800 | 0,7450 |
| 40 | 1,0350 | 0,9200 | 1,0350 | 0,9200 | 1,0350 | 0,9200 | 1,0350 | 0,9200 | 1,0350 | 0,9200 | 1,0350 | 0,9200 | 1,0350 | 0,9200 |
| 45 | 1,0500 | 1,0750 | 1,0500 | 1,0750 | 1,0500 | 1,0750 | 1,0500 | 1,0750 | 1,0500 | 1,0750 | 1,0500 | 1,0750 | 1,0500 | 1,0750 |
| 50 | 1,0200 | 1,2150 | 1,0200 | 1,2150 | 1,0200 | 1,2150 | 1,0200 | 1,2150 | 1,0200 | 1,2150 | 1,0200 | 1,2150 | 1,0200 | 1,2150 |
| 55 | 0,9550 | 1,3450 | 0,9550 | 1,3450 | 0,9550 | 1,3450 | 0,9550 | 1,3450 | 0,9550 | 1,3450 | 0,9550 | 1,3450 | 0,9550 | 1,3450 |
| 60 | 0,8750 | 1,4700 | 0,8750 | 1,4700 | 0,8750 | 1,4700 | 0,8750 | 1,4700 | 0,8750 | 1,4700 | 0,8750 | 1,4700 | 0,8750 | 1,4700 |
| 65 | 0,7600 | 1,5700 | 0,7600 | 1,5700 | 0,7600 | 1,5700 | 0,7600 | 1,5750 | 0,7600 | 1,5750 | 0,7600 | 1,5750 | 0,7600 | 1,5750 |
| 70 | 0,6300 | 1,6650 | 0,6300 | 1,6650 | 0,6300 | 1,6650 | 0,6300 | 1,6650 | 0,6300 | 1,6650 | 0,6300 | 1,6650 | 0,6300 | 1,6650 |
| 75 | 0,5000 | 1,7350 | 0,5000 | 1,7350 | 0,5000 | 1,7350 | 0,5000 | 1,7350 | 0,5000 | 1,7350 | 0,5000 | 1,7350 | 0,5000 | 1,7350 |
| 80 | 0,3650 | 1,7800 | 0,3650 | 1,7800 | 0,3650 | 1,7800 | 0,3650 | 1,7800 | 0,3650 | 1,7800 | 0,3650 | 1,7800 | 0,3650 | 1,7800 |
| 85 | 0,2300 | 1,8000 | 0,2300 | 1,8000 | 0,2300 | 1,8000 | 0,2300 | 1,8000 | 0,2300 | 1,8000 | 0,2300 | 1,8000 | 0,2300 | 1,8000 |
| 90 | 0,0900 | 1,8000 | 0,0900 | 1,8000 | 0,0900 | 0,1800 | 0,0900 | 1,8000 | 0,0900 | 1,8000 | 0,0900 | 1,8000 | 0,0900 | 1,8000 |
| 95 | -0,0500 | 1,7800 | -0,0500 | 1,7800 | -0,0500 | 1,7800 | -0,0500 | 1,7800 | -0,0500 | 1,7800 | -0,0500 | 1,7800 | -0,0500 | 1,7800 |
| 100 | -0,1850 | 1,7500 | -0,1850 | 1,7500 | -0,1850 | 1,7500 | -0,1850 | 1,7500 | -0,1850 | 1,7500 | -0,1850 | 1,7500 | -0,1850 | 1,7500 |
| 105 | -0,3200 | 1,7000 | -0,3200 | 1,7000 | -0,3200 | 1,7000 | -0,3200 | 1,7000 | -0,3200 | 1,7000 | -0,3200 | 1,7000 | -0,3200 | 1,7000 |
| 110 | -0,4500 | 1,6350 | -0,4500 | 1,6350 | -0,4500 | 1,6350 | -0,4500 | 1,6350 | -0,4500 | 1,6350 | -0,4500 | 1,6350 | -0,4500 | 1,6350 |
| 115 | -0,5700 | 1,5550 | -0,5750 | 1,5550 | -0,5750 | 1,5550 | -0,5750 | 1,5550 | -0,5750 | 1,5550 | -0,5750 | 1,5550 | -0,5750 | 1,5550 |
| 120 | -0,6700 | 1,4650 | -0,6700 | 1,4650 | -0,6700 | 1,4650 | -0,6700 | 1,4650 | -0,6700 | 1,4650 | -0,6700 | 1,4650 | -0,6700 | 1,4650 |
| 125 | -0,7600 | 1,3500 | -0,7600 | 1,3500 | -0,7600 | 1,3500 | -0,7600 | 1,3500 | -0,7600 | 1,3500 | -0,7600 | 1,3500 | -0,7600 | 1,3500 |
| 130 | -0,8500 | 1,2250 | -0,8500 | 1,2250 | -0,8500 | 1,2250 | -0,8500 | 1,2250 | -0,8500 | 1,2250 | -0,8500 | 1,2250 | -0,8500 | 1,2250 |
| 135 | -0,9300 | 1,0850 | -0,9300 | 1,0850 | -0,9300 | 1,0850 | -0,9300 | 1,0850 | -0,9300 | 1,0850 | -0,9300 | 1,0850 | -0,9300 | 1,0850 |
| 140 | -0,9800 | 0,9250 | -0,9800 | 0,9250 | -0,9800 | 0,9250 | -0,9800 | 0,9250 | -0,9800 | 0,9250 | -0,9800 | 0,9250 | -0,9800 | 0,9250 |
| 145 | -0,9000 | 0,7550 | -0,9000 | 0,7550 | -0,9000 | 0,7550 | -0,9000 | 0,7550 | -0,9000 | 0,7550 | -0,9000 | 0,7550 | -0,9000 | 0,7550 |
| 150 | -0,7700 | 0,5750 | -0,7700 | 0,5750 | -0,7700 | 0,5750 | -0,7700 | 0,5750 | -0,7700 | 0,5750 | -0,7700 | 0,5750 | -0,7700 | 0,5750 |
| 155 | -0,6700 | 0,4200 | -0,6700 | 0,4200 | -0,6700 | 0,4200 | -0,6700 | 0,4200 | -0,6700 | 0,4200 | -0,6700 | 0,4200 | -0,6700 | 0,4200 |
| 160 | -0,6350 | 0,3200 | -0,6350 | 0,3200 | -0,6350 | 0,3300 | -0,6350 | 0,3200 | -0,6350 | 0,3200 | -0,6350 | 0,3200 | -0,6350 | 0,3200 |
| 165 | -0,6800 | 0,2300 | -0,6800 | 0,2300 | -0,6800 | 0,2300 | -0,6800 | 0,2300 | -0,6800 | 0,2300 | -0,6800 | 0,2300 | -0,6800 | 0,2300 |
| 170 | -0,8500 | 0,1400 | -0,8500 | 0,1400 | -0,8500 | 0,1400 | -0,8500 | 0,2300 | -0,8500 | 0,2300 | -0,8500 | 0,2300 | -0,8500 | 0,2300 |
| 175 | -0,6600 | 0,0550 | -0,6600 | 0,0550 | -0,6600 | 0,0550 | -0,6600 | 0,0550 | -0,6600 | 0,0550 | -0,6600 | 0,0550 | -0,6600 | 0,0550 |
| 180 | 0,0000 | 0,0250 | 0,0000 | 0,0250 | 0,0000 | 0,0250 | 0,0000 | 0,0250 | 0,0000 | 0,0250 | 0,0000 | 0,0250 | 0,0000 | 0,0250 |

NACA 0018

Apêndice B – Resumo de médias líquidas do IDEAM.

Estação *El Salado*

| CÓDIGO | ESTAÇÃO | CORRENTE | No. | FECHA | NÍVEL MÉDIO (cm) | LARGURA DA SEÇÃO (m) | ÁREA DA SEÇÃO (m ²) | PROFUNDIDADE MÉDIA (m) | VELOCIDADE MÉDIA (m/s) | VAZÃO TOTAL (m ³ /s) | PERÍMETRO MOLHADO (m) | RH (m) | FG | FH |
|--------------|----------|----------|-----|------------|------------------|----------------------|---------------------------------|------------------------|------------------------|---------------------------------|-----------------------|--------|--------|--------|
| 54027030 | ELSALADO | San Juan | 1 | 05/11/1998 | 172 | 99,7 | 194,801 | 1,954 | 1,533 | 298,562 | 0,092 | 1,946 | 1,559 | 0,983 |
| 54027030 | ELSALADO | San Juan | 2 | 25/07/1999 | 107 | 96,65 | 142,48 | 1,474 | 1,098 | 156,414 | 96,926 | 1,47 | 1,293 | 0,849 |
| 54027030 | ELSALADO | San Juan | 3 | 05/05/2005 | 137 | 101 | 204,87 | 2,028 | 1,396 | 286,064 | 1,452 | 2,019 | 1,598 | 0,874 |
| 54027030 | ELSALADO | San Juan | 4 | 08/10/2005 | 123,5 | 98 | 186,085 | 1,899 | 1,215 | 226,174 | 98,396 | 1,891 | 1,529 | 0,795 |
| 54027030 | ELSALADO | San Juan | 5 | 30/07/2009 | 120 | 96,7 | 174,57 | 1,805 | 1,148 | 200,464 | 97,119 | 1,797 | 1,478 | 0,777 |
| 54027030 | ELSALADO | San Juan | 6 | 14/11/2009 | 161 | 99 | 218,465 | 2,207 | 1,347 | 294,187 | 99,468 | 2,196 | 1,69 | 0,797 |
| 54027030 | ELSALADO | San Juan | 7 | 09/09/2010 | 197 | 38,1 | 82,232 | 2,158 | 1,651 | 135,774 | 38,708 | 2,124 | 1,653 | 0,999 |
| 54027030 | ELSALADO | San Juan | 8 | 27/02/2011 | 133 | 37,8 | 60,862 | 1,61 | 0,806 | 49,073 | 38,572 | 1,578 | 1,355 | 0,595 |
| 54027030 | ELSALADO | San Juan | 9 | 17/06/2011 | 145,5 | 37,35 | 65,891 | 1,764 | 0,744 | 49,045 | 38,089 | 1,73 | 1,441 | 0,517 |
| 54027030 | ELSALADO | San Juan | 10 | 25/04/2018 | 160 | 97,6 | 242,568 | 2,485 | 0 | 357,303 | 102,57 | 2,365 | 1,775 | 0 |
| 54027030 | ELSALADO | San Juan | 11 | 27/06/2019 | 88 | 93,8 | 168,15 | 1,793 | 1,04 | 174,882 | 97,386 | 1,727 | 1,439 | 0,723 |
| 54027030 | ELSALADO | San Juan | 12 | 16/10/2019 | 128 | 98,8 | 197,97 | 2,004 | 1,274 | 252,167 | 102,808 | 1,926 | 1,548 | 0,823 |
| TOTAL | | | | | 137,4545 | 81,5364 | 154,2160 | 1,8815 | 1,2047 | 192,9824 | 64,4560 | 1,8549 | 1,5075 | 0,7938 |

Estação Peñitas

| CÓDIGO | ESTAÇÃO | CORRENTE | No. | FECHA | NÍVEL MÉDIO (cm) | LARGURA DA SEÇÃO (m) | ÁREA DA SEÇÃO (m ²) | PROFUNDIDADE MÉDIA (m) | VELOCIDADE MÉDIA (m/s) | VAZÃO TOTAL (m ³ /s) | PERÍMETRO MOLHADO (m) | RH (m) | FG | FH |
|--------------|---------|----------|-----|------------|------------------|----------------------|---------------------------------|------------------------|------------------------|---------------------------------|-----------------------|--------|--------|--------|
| 54097010 | PEÑITAS | San Juan | 1 | 01/10/2005 | 386 | 208 | 813,44 | 8,718 | 1,043 | 891,312 | 12,608 | 8,529 | 4,175 | 0,25 |
| 54097010 | PEÑITAS | San Juan | 2 | 04/10/2008 | 550 | 252 | 763,2 | 10,965 | 1,209 | 339,365 | 56,996 | 10,752 | 4,871 | 0,248 |
| 54097010 | PEÑITAS | San Juan | 3 | 10/12/2008 | 640,5 | 251,5 | 724,3 | 10,832 | 1,163 | 169,678 | 56,275 | 10,63 | 4,835 | 0,241 |
| 54097010 | PEÑITAS | San Juan | 4 | 22/03/2009 | 623,5 | 251,7 | 709,48 | 10,765 | 1,429 | 870,656 | 56,864 | 10,548 | 4,81 | 0,297 |
| 54097010 | PEÑITAS | San Juan | 5 | 21/07/2009 | 459 | 248,15 | 379,236 | 9,588 | 1,146 | 726,649 | 50,991 | 9,479 | 4,479 | 0,256 |
| 54097010 | PEÑITAS | San Juan | 6 | 17/11/2009 | 405 | 248,2 | 102,657 | 8,472 | 0,984 | 69,177 | 50,841 | 8,382 | 4,126 | 0,238 |
| 54097010 | PEÑITAS | San Juan | 7 | 16/04/2010 | 243,5 | 247,5 | 586,665 | 6,411 | 1,027 | 629,996 | 49,478 | 6,36 | 3,433 | 0,299 |
| 54097010 | PEÑITAS | San Juan | 8 | 29/11/2010 | 282,5 | 72,6 | 151,295 | 2,084 | 0,897 | 135,755 | 73,9 | 2,047 | 1,612 | 0,557 |
| 54097010 | PEÑITAS | San Juan | 9 | 28/01/2018 | 139,5 | 234,9 | 1428,865 | 6,083 | 0 | 1124,559 | 247,066 | 5,783 | 3,222 | 0 |
| 54097010 | PEÑITAS | San Juan | 10 | 23/06/2019 | 195,5 | 227,5 | 1447,09 | 6,361 | 0,66 | 1035,726 | 240,222 | 6,024 | 3,311 | 0,199 |
| TOTAL | | | | | 420,6111 | 223,0167 | 630,8181 | 8,2440 | 1,0620 | 540,9238 | 72,0194 | 8,0834 | 3,9613 | 0,2872 |

Referências

- Albarracín, R. B. (2015). *El IPSE y las Zonas No Interconectadas - ZNI*. 9. <https://www.mpo.cz/assets/dokumenty/53856/61488/638359/priloha005.pdf>
- Alterima. (2020). *Flutuante Roda D'Água*. Flutuante Roda D'Água. <https://www.alterima.com.br/solucoes/11/flutuante-roda-dagua>
- AQUARET. (2012). 3. *Correntes de Marés*. http://www.aquaret.com/index0350.html?option=com_content&view=article&id=113&Itemid=256&lang=pt
- Ashwill, T. D. (1992). *Measured Data for the Sandia 34-Meter Vertical Axis Wind Turbine*. <https://prod-ng.sandia.gov/techlib-noauth/access-control.cgi/1991/912228.pdf>
- Asprilla, D. B., Valdés, C. F., Macías, R. J., & Chejne, F. (2018). Evaluation of potential of energetic development in isolated zones with wide biodiversity: NIZ Chocó-Colombia case study. *Thermal Science and Engineering Progress*, 8, 109–117. <https://doi.org/10.1016/j.tsep.2018.08.010>
- Barkett Botan, A. C., Ramirez Camacho, R. G., Tiago Filho, G. L., & da Silva, E. R. (2021). Optimization of a Draft Tube using Statistical Techniques-DOE and 2D Computational Fluid Dynamic Analysis. *Journal of Applied Fluid Mechanics*, 14(6), 1617–1633. <https://doi.org/10.47176/JAFM.14.06.32314>
- Bianchini, A., Balduzzi, F., Bachant, P., Ferrara, G., & Ferrari, L. (2017). Effectiveness of two-dimensional CFD simulations for Darrieus VAWTs: a combined numerical and experimental assessment. *Energy Conversion and Management*, 136, 318–328. <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2017.01.026>
- Brasil Junior, A. C. P., Van Els, R., Salomon, L. R. B., Oliveira, T., Rodrigues, A. P., & Ferreira, W. O. (2007). *Turbina Hidrocinética Geração 3*. <http://www2.aneel.gov.br/biblioteca/citene12007/pdf/it46.pdf>
- Chen, B., Su, S., Viola, I. M., & Greated, C. A. (2018). Numerical investigation of vertical-axis tidal turbines with sinusoidal pitching blades. *Ocean Engineering*, 155(February), 75–87. <https://doi.org/10.1016/j.oceaneng.2018.02.038>
- Costa A.K.N., Vibian C.F., C. D. E. V. e G. S. M. G. (2007). Impasses e controvérsias da hidreletricidade. *Polis Revista Latinoamericana*, 21(59), 139–153. <https://doi.org/10.1590/s0103-40142007000100011>
- DANE. (2018). *Necesidades básicas insatisfechas (NBI)*. <https://www.dane.gov.co/index.php/estadisticas-por-tema/pobreza-y-condiciones-de-vida/necesidades-basicas-insatisfechas-nbi>
- DANE. (2020). *Departamento Administrativo Nacional de Estadística - DANE*. Dane.Gov.Co. <https://www.dane.gov.co/>
- de Queiroz, R. A. (2016). *Modelagem de uma turbina eólica em escala reduzida e controle da velocidade de rotação via planicidade diferencial*. [Universidade Brasília]. <https://docplayer.com.br/52806773-Dissertacao-de-mestrado-modelagem-de-uma-turbina-eolica-em-escala-reduzida-e-controle-da-velocidade-de-rotacao-via-planicidade-diferencial.html>
- DISPAC. (2020). *Cobertura | Distribuidora del Pacífico S.A. E.S.P. - DISPAC*. Dispac.Com.Co. <https://dispac.com.co/nuestra-empresa/cobertura/>
- do Rio Vaz, D. A. T. D., Vaz, J. R. P., & Silva, P. A. S. F. (2018). An approach for the optimization of diffuser-augmented hydrokinetic blades free of cavitation. *Energy for Sustainable Development*, 45, 142–149. <https://doi.org/10.1016/j.esd.2018.06.002>
- Dominguez, F., Achard, J. L., Zanette, J., & Corre, C. (2016). Fast power output prediction for a single row of ducted cross-flow water turbines using a BEM-RANS approach. *Renewable Energy*, 89, 658–670. <https://doi.org/10.1016/j.renene.2015.12.042>
- Dutta, R. (2020). Use of Clean, Renewable and Alternative Energies in Mitigation of Greenhouse Gases. In *Encyclopedia of Renewable and Sustainable Materials* (pp. 821–834). Elsevier. <https://doi.org/10.1016/b978-0-12-803581-8.11048-3>
- Feres, J. C., & Mancero, X. (2001). El método de las necesidades básicas insatisfechas (NBI) y sus aplicaciones en América Latina. *Repositorio CEPAL*. https://repositorio.cepal.org/bitstream/handle/11362/4784/S0102117_es.pdf?sequence=1

- Fernandes De Souza, S. (2018). *Análise e Simulação de Turbinas Eólicas de Eixo Vertical (Darrieus e Lenz2) e Horizontal para o Dimensionamento de Geradores Elétricos* [Fundação Universidade de Mato Grosso do Sul]. https://engeletrica.ufms.br/files/2019/07/texto_final_TCC_Sthefany_Elétrica_2018_versão-digital-corrigida.pdf
- Finer, M., & Jenkins, C. N. (2012). Proliferation of hydroelectric dams in the andean amazon and implications for andes-amazon connectivity. *PLoS ONE*, 7(4). <https://doi.org/10.1371/journal.pone.0035126>
- FishFlow Innovations. (2020). *Free Flow Turbine*. [Fishflowinnovations.Nl. http://fishflowinnovations.nl/en/innovations/free-flow-turbine/](http://fishflowinnovations.nl/en/innovations/free-flow-turbine/)
- GENSA S.A. E.S.P. (2017). *Central Diesel Bahia Solano (1.600 kw) Central Hidroeléctrica Mutata (1.875 kw)*. <http://www.gensa.com.co/wp-content/uploads/2017/12/separata-bsolano-w.pdf>
- Gorle, J. M. R., Chatellier, L., Pons, F., & Ba, M. (2016). Flow and performance analysis of H-Darrieus hydroturbine in a confined flow: A computational and experimental study. *Journal of Fluids and Structures*, 66, 382–402. <https://doi.org/10.1016/j.jfluidstructs.2016.08.003>
- Güney, M. S., & Kaygusuz, K. (2010). Hydrokinetic energy conversion systems: A technology status review. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 14(9), 2996–3004. <https://doi.org/10.1016/j.rser.2010.06.016>
- HIDROTOR. (2019). *La primera turbina hidráulica de microgeneración*. <https://www.hidrotor.com/>
- Hydroquest. (2020). *Hydroquest*. <https://www.hydroquest.net/company/>
- IDEAM. (2020). *IDEAM*. IDEAM - Instituto de Hidrologia, Meteorología e Estudos Ambientais. <http://www.ideam.gov.co/>
- IEA, I. E. A. (2020). *Renewable electricity generation by source (non-combustible), World 1990-2017*. [https://www.iea.org/data-and-statistics?country=WORLD&fuel=Renewables and waste&indicator=Renewable share \(modern renewables\) in final energy consumption \(SDG 7.2\)](https://www.iea.org/data-and-statistics?country=WORLD&fuel=Renewables+and+waste&indicator=Renewable+share+(modern+renewables)+in+final+energy+consumption+(SDG+7.2))
- IPSE. (2020). *Instituto de Planificación y Promoción de Soluciones Energéticas para las Zonas No Interconectadas - IPSE*. Ipse.Gov.Co. <http://www.ipse.gov.co/>
- ITPenergised. (2017, October 3). *Instream & ITPE win Innovate UK funding to build and test a full scale tidal stream demonstrator*. <http://www.itpenergised.com/instream-itpe-win-innovate-uk-funding-build-test-full-scale-tidal-stream-demonstrator/>
- Jacobus Opperman, A. (2010). *Analysis of Factors Influencing the Performance of a Zero Head Hydro Energy Harvester SUBMITTED TO: FACULTY OF ENGINEERING, THE BUILT ENVIRONMENT AND INFORMATION TECHNOLOGY OF THE*. [http://dougbanks.co.za/resources/documents/Opperman M-Tech Proposal 5.0.pdf](http://dougbanks.co.za/resources/documents/Opperman+M-Tech+Proposal+5.0.pdf)
- Junk, W. J., & Mello, J. A. S. N. de. (1990). Impactos ecológicos das represas hidrelétricas na bacia amazônica brasileira. *Estudos Avançados*, 4(8), 126–143. <https://doi.org/10.1590/s0103-40141990000100010>
- Khan, M. J., Bhuyan, G., Iqbal, M. T., & Quaicoe, J. E. (2009). Hydrokinetic energy conversion systems and assessment of horizontal and vertical axis turbines for river and tidal applications: A technology status review. *Applied Energy*, 86(10), 1823–1835. <https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2009.02.017>
- Kjellin, J., Bülow, F., Eriksson, S., Deglaire, P., Leijon, M., & Bernhoff, H. (2011). Power coefficient measurement on a 12 kW straight bladed vertical axis wind turbine. *Renewable Energy*, 36(11), 3050–3053. <https://doi.org/10.1016/j.renene.2011.03.031>
- Lauder, B. E., & Spalding, D. B. (1974). The numerical computation of turbulent flows. *Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering*, 3(2), 269–289. [https://doi.org/10.1016/0045-7825\(74\)90029-2](https://doi.org/10.1016/0045-7825(74)90029-2)
- Laws, N. D., & Epps, B. P. (2016). Hydrokinetic energy conversion: Technology, research, and outlook. In *Renewable and Sustainable Energy Reviews* (Vol. 57, pp. 1245–1259). Elsevier Ltd. <https://doi.org/10.1016/j.rser.2015.12.189>
- Lima Albuquerque, A. (2015). *Sistemas Hidrocínicos*. <http://antonival2.blogspot.com/2015/10/sistemas-hidrocineticos.html>
- Maldonado, F. Q. (2005). *Diseño de una turbina de río para la generación de electricidad en el distrito de Mazán-Región Loreto*. Universidad Nacional Mayor de San Marcos.
- Manwell, J. F., McGowan, J. G., & Roger, A. L. (2010). *Wind Energy Explained. Theory, Design and*

Application (Wiley (ed.); 2nd ed.).

- Martínez, A. V. (2013). *Procedimiento de normalización para turbinas hidrocínicas tipo Darrieus* [Universidad Central Martha Abreu de las Villas]. <https://dspace.uclv.edu.cu/handle/123456789/2391>
- Martínez, C. J., & Mosquera, Y. (2017). Diseño de una pico central hidroeléctrica (PCH) impulsada por la potencia hidráulica del Río San Juan en la vereda Salao (Medio San Juan, Chocó, Colombia). *Repositorio de La Universidad Francisco José de Caldas.*, 247. <http://repository.udistrital.edu.co/bitstream/11349/5150/1/MartinezUrrutiaChristianJair2017.pdf>
- Martínez de la Calle, J. (2004). *Análisis Dimensional - Apuntes de Mecánica de Fluidos*. http://sgpwe.izt.uam.mx/files/users/uami/hja/file/Mec_Fluid_CBS/tema_3_analisis_dimensional_0405.pdf
- Menter, F. R. (1994). Two-Equation Eddy-Viscosity Turbulence Models for Engineering Applications. *AIAA JOURNAL*, 32(8). <https://doi.org/10.2514/3.12149>
- Palma, J. (2017, June 1). *Ecuador: comunidad amazónica denuncia escasez de peces y culpa a la mayor hidroeléctrica construida en el país*. Mongobay Latam. https://es.mongobay.com/2017/06/hidroelectricas-pueblos_indigenas-conflictos-rios-ecuador/
- Paraschivoiu, I. (2002). Wind Turbine Design: With Emphasis on Darrieus Concept. In Presses Inter Polytechnique (Ed.), *Presses Inter Polytechnique*.
- Patel, V., Eldho, T. I., & Prabhu, S. V. (2019). Performance enhancement of a Darrieus hydrokinetic turbine with the blocking of a specific flow region for optimum use of hydropower. *Renewable Energy*, 135, 1144–1156. <https://doi.org/10.1016/j.renene.2018.12.074>
- Pestana, I. A., Azevedo, L. S., Bastos, W. R., & Magalhães de Souza, C. M. (2019). The impact of hydroelectric dams on mercury dynamics in South America: A review. In *Chemosphere* (Vol. 219, pp. 546–556). Elsevier Ltd. <https://doi.org/10.1016/j.chemosphere.2018.12.035>
- Rezek, T. J. (2019). *Metodologia de Projeto Hidrodinâmico de Turbinas Hidrocínicas Carenadas Baseada na Otimização e Simulação em Dinâmica dos Fluidos Computacional*. UNIVERSIDADE FEDERAL DE ITAJUBÁ.
- Riglin, J., Carter, F., Oblas, N., Schleicher, W. C., Daskiran, C., & Oztekin, A. (2016). Experimental and numerical characterization of a full-scale portable hydrokinetic turbine prototype for river applications. *Renewable Energy*, 99, 772–783. <https://doi.org/10.1016/j.renene.2016.07.065>
- Rodrigues, A. P. D. E. S. P. (2007). *Parametrização E Simulação Numérica Da Turbina Hidrocínica – Otimização Via Algoritmos Genéticos* [Universidade de Brasília]. https://repositorio.unb.br/bitstream/10482/2350/1/2007_AnnaPauladeSousaParenteRodrigues.PDF
- Rodríguez, H. M. (2016). *Formulación de una Propuesta para una Acción de Mitigación Nacionalmente Apropiaada (NAMA) para las Zonas No Interconectadas (ZNI) de Colombia Informe Final Consolidado Mayo de 2016*. <http://www.olade.org/wp-content/uploads/2018/12/Informe-Final-NAMA-ER-Colombia.pdf>
- Rosato, M. A. (2019). *Small Wind Turbines for Electricity and Irrigation* (CRC Press (ed.)). Taylor & Francis Group. <https://taylorandfrancis.com/>
- Santibañez, V. D. C. (2015). *Efecto de la inclinación de los álabes en una turbina de eje vertical tipo Darrieus*. Universidad de Chile.
- SEMANA S.A. (2018, May 19). *Emergencia de Hidroituango, en manos de la naturaleza*. Revista Semana. <https://www.semana.com/nacion/articulo/emergencia-de-hidroituango-en-manos-de-la-naturaleza/567695>
- Sheldahl, R. E., & Klimas, P. C. (1981). *Aerodynamic characteristics of seven symmetrical airfoil sections through 180-degree angle of attack for use in aerodynamic analysis of vertical axis wind turbines*.
- SIEL. (2020). *Sistema de Información Eléctrico Colombiano - SIEL*. Siel.Gov.Co. <http://www.siel.gov.co/>
- Smart Hydro Power. (2020). *Turbinas Smart*. <https://www.smart-hydro.de/es/sistemas-de-energia-renovable/turbinas-para-rios-y-canales/>
- SMART HYDRO POWER. (2013a). *Diesel replacement for irrigation in Colombia - Installation of a base load hybrid power plant Project description*. https://www.inclusivebusiness.net/sites/default/files/wp/Smart-Hydro-Power-SHPandENERA_ENG.pdf
- SMART HYDRO POWER. (2013b, December 5). *First installation in Colombia*. Press & Media.

- <https://www.smart-hydro.de/first-installation-in-colombia/>
- Solaranlagen1. (2012, June 17). *Proyecto de FGT I 2012*. <http://acuavatiofgt.blogspot.com/2012/06/bienvenido-continuacion-vamos-explorar.html>
- Soto, J. (2020). *¿Energías limpias y renovables son lo mismo? - Greenpeace México*. Greenpeace Mexico. <https://www.greenpeace.org/mexico/blog/8519/energias-limpias-y-renovables-son-lo-mismo/>
- Stroski, P. N. (2019, March 12). *Turbinas Darrieus*. Electrical E-Library.Com. <https://www.electricalibrary.com/2019/03/12/turbinas-darrieus/>
- Thomaz Junior, C. R. (2012). Desempeño aerodinámico de turbinas eólicas de eje vertical en función de temperatura de superficie de álabe. *Repositorio Académico - Universidad de Chile*, 198. <http://repositorio.uchile.cl/handle/2250/112558>
- Thönnißen, F., Marnett, M., Roidl, B., & Schröder, W. (2016). A numerical analysis to evaluate Betz's Law for vertical axis wind turbines. *Journal of Physics: Conference Series, Conference*. <https://doi.org/10.1088/1742-6596/753/2/022056>
- Tiago Filho, G. L. (2003). *The state of art of Hydrokinetic power in Brazil*. https://sites.google.com/site/sharingexperiencesite/publikasi_ilmiah/ThestateofartofHydrokineticpowerinBrazil.pdf
- Tomei, J., Cronin, J., Arias, H. D. A., Machado, S. C., Palacios, M. F. M., Ortiz, Y. M. T., Cuesta, Y. E. B., Lemus, R. P., López, W. M., & Anandarajah, G. (2020). Forgotten spaces: How reliability, affordability and engagement shape the outcomes of last-mile electrification in Chocó, Colombia. *Energy Research and Social Science*, 59, 101302. <https://doi.org/10.1016/j.erss.2019.101302>
- Tong, W. (2010). *Wind Power Generation and Wind Turbine Design* (U. Kollmorgen Corp. (ed.)). WIT Press.
- Tu, J., Inthavong, K., & Ahmadi, G. (2013). *Generation of Computational Mesh for CFPD Simulations*. 73–99. https://doi.org/10.1007/978-94-007-4488-2_4
- Turbulent Hydro. (2020). *The vortex turbine*. <https://www.turbulent.be/technology>
- Universidad de Cuyo. (2014, June 30). *Miniturbina hidrocínética: un desarrollo para obtener energía eléctrica / Argentina Investiga. Argentina Investiga*. http://argentinainvestiga.edu.ar/noticia.php?titulo=miniturbina_hidrocinetica_un_desarrollo_para_obtener_energia_electrica&id=2126
- UPME. (2016). Reference Generation Expansion Plan - Transmission 2015-2029. *Ministerio de Minas y Energía*.
- UPME. (2018). *Índice de Cobertura de Energía Eléctrica - ICEE 2018*. SIEL (Sistema de Información Eléctrico Colombiano). <http://www.siel.gov.co/Inicio/CoberturaDelSistemaInterconectadoNacional/ConsultasEstadisticas/tabid/81/Default.aspx>
- UPME. (2020). *Unidad de Planeación Minero Energética - UPME*. Upme.Gov.Co. <https://www1.upme.gov.co/Paginas/default.aspx>
- UPME, COLCIENCIAS, & UNIVERSIDAD JAVERIANA. (2015). *Atlas Potencial Hidroenergético de Colombia*. UPME, Portal Web. <https://www1.upme.gov.co/Paginas/Primer-Atlas-hidroenergetico-revela-gran-potencial-en-Colombia.aspx>
- van Els, R. H., de Oliveira, C. C., Dias Henriques, A. M., & Balduino, L. F. (2003, January). *hydrokinetic turbine for isolated villages*. https://www.researchgate.net/publication/286281981_hydrokinetic_turbine_for_isolated_villages
- van Els, R. H., & Junior, A. C. P. B. (2015). The Brazilian Experience with Hydrokinetic Turbines. *Energy Procedia*, 75, 259–264. <https://doi.org/10.1016/j.egypro.2015.07.328>
- Versteeg, H. K., & Malalasekera, W. (2007). An Introduction to Parallel Computational Fluid Dynamics. In Pearson Education Limited (Ed.), *IEEE Concurrency* (Second edi). <https://doi.org/10.1109/mcc.1998.736434>
- Vinasco, G., Tejada, D., Da Silva, E. F., & Rider, M. J. (2014). Transmission network expansion planning for the Colombian electrical system: Connecting the Ituango hydroelectric power plant. *Electric Power Systems Research*, 110, 94–103. <https://doi.org/10.1016/j.epr.2013.12.016>

- Vortex Hydro Energy, I. (2013). *About / Vortex Hydro Energy*. <https://www.vortexhydroenergy.com/about/>
- Wang, W. Q., Song, K., & Yan, Y. (2019). Influence of interaction between the diffuser and rotor on energy harvesting performance of a micro-diffuser-augmented hydrokinetic turbine. *Ocean Engineering*, 189, 106293. <https://doi.org/10.1016/j.oceaneng.2019.106293>
- Wilcox, D. C. (1988). Reassessment of the scale-determining equation for advanced turbulence models. *AIAA JOURNAL*, 26(11), 1299–1310. <https://doi.org/10.2514/3.10041>
- Ximenes, F. S. (2018). *Design de difusor aerodinâmico compacto para uma turbina eólica de pequena escala* [Universidade Federal do Rio Grande do Sul]. <https://lume.ufrgs.br/handle/10183/182436>
- Zafra, E. (2013). Miguel Borbón, 31 Ha diseñado una turbina que aprovecha la corriente de los ríos para llevar luz a pequeños pueblos aislados. *MIT Technology Review*. <http://www2.technologyreview.es/tr35colombia/1436/miguel-borbon/>
- Zucchetti, M., Candido, L., Khripunov, V., Kolbasov, B., & Testoni, R. (2018). Fusion power plants, fission and conventional power plants. Radioactivity, radiotoxicity, radioactive waste. *Fusion Engineering and Design*, 136, 1529–1533. <https://doi.org/10.1016/j.fusengdes.2018.05.049>