

UNIVERSIDADE FEDERAL DE ITAJUBÁ  
INSTITUTO DE ENGENHARIA MECÂNICA  
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA

## TESE DE DOUTORADO

# **Análise do desempenho de uma turbina de eixo vertical de pás dobráveis, através de estudos analítico, numérico e experimental**

Autor: **Willmari Dayana Suárez Hernández**

Orientador: **Prof. Dr. Ramiro Gustavo Ramirez Camacho**

Co-orientador: **Prof. Dr. Geraldo Lucio Tiago Filho**

Itajubá, Dezembro de 2016

MG - Brasil

UNIVERSIDADE FEDERAL DE ITAJUBÁ  
INSTITUTO DE ENGENHARIA MECÂNICA  
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA

## TESE DE DOUTORADO

# **Análise do desempenho de uma turbina de eixo vertical de pás dobráveis, através de estudos analítico, numérico e experimental**

Autor: **Willmari Dayana Suárez Hernández**

Orientador: **Prof. Dr. Ramiro Gustavo Ramirez Camacho**

Co-orientador: **Prof. Dr. Geraldo Lucio Tiago Filho**

Curso: **Doutorado em Engenharia Mecânica**

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

Proposta de tese submetida ao Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica como parte dos requisitos para obtenção do Título de de Doutor em Engenharia Mecânica.

Itajubá, Dezembro de 2016

MG - Brasil

UNIVERSIDADE FEDERAL DE ITAJUBÁ  
INSTITUTO DE ENGENHARIA MECÂNICA  
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA

## TESE DE DOUTORADO

# **Análise do desempenho de uma turbina de eixo vertical de pás dobráveis, através de estudos analítico, numérico e experimental**

**Autor: Willmari Dayana Suárez Hernández**

Composição da Banca Examinadora

**Prof. Dr. Gustavo Adolfo Ronceros Rivas - UNILA**

**Prof. Dr. Ricardo Carrasco Carpio - IFMG**

**Prof. Dr. Waldir de Oliveira - IEM/UNIFEI**

**Prof. Dr. Geraldo Lucio Tiago Filho - IRN/UNIFEII (Co-orientador)**

**Prof. Dr. Ramiro G. Ramirez Camacho - IEM/UNIFEII (Orientador)**

## **Dedicatória**

*Dedico esta tese ao meu pai Williams Suárez, que onde queira  
que você esteja agora, fique sempre cheio de orgulho de mim ...*

## **Agradecimentos**

Agradeço primeiramente a Deus, pela força dada para lutar contra as adversidades, por colocar as pessoas certas no meu caminho, e a sabedoria para conseguir chegar aos objetivos.

Aos meus familiares, especialmente a minha mãe Maria Hernández de Suárez, irmãos Marwill Suárez y Williams Suárez e sobrinhos Luisander, Santiago, Eliamni y Paola, ao meu pai que foi antes de ver realizados todos os nossos sonhos, aos meus amigos Yohan, Yulliam, Prof. Angel, Maria e Belkys, e minha família brasileira obrigada por fazer minha estadia aqui mais facil, Jaqueline, Marcos, Gabi e Gabriel obrigada por abrir as portas da sua casa.

Um agradecimento muito especial a Oliver, meu companheiro de vida, sem o seu apoio não seria possível, obrigada por fazer de meus objetivos os seus também, por brigar quando foi preciso para voltar nos eixos, e por me ensinar a acreditar em que é possível fazer realidade todos meus sonhos.

Agradeço também aos meus amigos de Itajuba, Milena, José e toda a turma linda com quem convivi cada dia aqui, estarão sempre no meu coração.

Ao Professor Ramiro Ramirez, por compartilhar comigo seus conhecimentos nesta longa caminhada. Ao Professor Gerardo Lucio Tiago, por permitir que eu formasse parte da sua equipe de trabalho. Ao professor Zulcy de Souza, pela sua grande contribuição para o conteúdo da tese, ao Laboratório de Hidrodinâmica Virtual, e ao Laboratório de Testes de Turbinas Eólicas e seus técnicos de laboratório Douglas e Thiago.

À CAPES pelo apoio financeiro.

*O período de maior ganho em conhecimento e  
experiência é o período mais difícil da vida de alguém.*

Dalai Lama

## Resumo

No que se refere à geração de energia eólica, muitos países, incluindo Brasil, têm desenvolvido e aplicado metodologias de projeto de turbinas eólicas para instalação em parques eólicos. Consequentemente, estudos de novas configurações de rotores vêm sendo considerados, utilizando abordagens experimentais e numéricas, com objetivo de aproveitar de forma mais eficiente a energia cinética dos ventos. Nesse sentido, este trabalho apresenta um modelo analítico, numérico e experimental para o cálculo do desempenho de um rotor eólico de eixo vertical de pás dobráveis (EVPD).

Em uma primeira abordagem puramente analítica, com base nas equações de conservação da quantidade de movimento para volume de controle, é estimado o coeficiente de potência para o rotor EVPD.

Em uma segunda abordagem, será realizada uma análise numérica com base na Dinâmica dos Fluidos Computacional (DFC) para as análises do campo de escoamento em regime permanente e transiente considerando diversas posições angulares e de abertura das pás. Com base nessa análise, é possível ajustar alguns parâmetros geométricos do rotor EVPD com objetivo de aumentar o coeficiente de potência para menores velocidades do vento.

Em uma Terceira abordagem, será realizado um ensaio experimental para determinação do desempenho da turbina, considerando condições de escoamento real, a ser realizado no campus da UNIFEI, no laboratório em parceria do IRN (Instituto de Recursos Naturais) e o IEM (Instituto de Engenharia Mecânica) no Capítulo 6 são apresentados resultados do desempenho do rotor EVPD, com base nas três abordagens com o objetivo de avaliar a aplicabilidade desta nova geometria de rotor para a extração de energia do vento.

O trabalho mostra que as hipóteses abordadas na análise numérica, mostraram-se coerentes com os resultados experimentais, validando a metodologia da simulação numérica, viabilizando posteriores estudos, como as interações fluido-estrutura, como também novas configurações geométricas sem a necessidade de realizar o ensaio experimental para cada novo projeto.

**Palavras-chave:** Turbina Eólica, Coeficiente de Potência, Método Analítico, Método Experimental, DFC.

## Abstract

With regard to wind power generation, many countries, including Brazil, have developed and applied design methodologies of wind turbines for the installation in wind farms. Consequently studies of new configurations of rotors have been considered, using experimental and numerical approaches, in order to take advantage more efficiently the kinetic energy of the wind. In this sense, this work presents an analytical, numerical and experimental model for calculating the behavior of a folding blades vertical axis wind rotor (EVPD).

In a first purely analytical approach, based on conservation of momentum equations for a control volume, the Power Coefficient is estimated for the EVPD rotor.

As a second approach, a numerical analysis of the flow field in a steady and transient state considering different angular positions and opening of the blades will be done based on Computational Fluid Dynamics (CFD).

Based on the results of this analysis, it is possible to adjust some geometric parameters of the EVPD rotor with the purpose of increasing the Power Coefficient for lower wind speeds.

As a third approach an experimental test would be conducted to determine the performance of a wind turbine, considering real flow conditions. The test will be held on the campus of the UNIFEI in partnership with the IRN (Institute of Natural Resources) and the EMI (Institute of Mechanical Engineering).

Results of the EVPD rotor performance will be presented based on the three approaches in order to evaluate the applicability of this new rotor geometry for wind energy extraction.

**Keywords:** Wind Turbine, Power Coefficient, Analytical Method, Experimental method, CFD.

# Sumário

<b>Lista de Figuras</b>	<b>iii</b>
<b>Lista de Tabelas</b>	<b>vi</b>
<b>Lista de Símbolos</b>	<b>vii</b>
<b>1 Introdução</b>	<b>1</b>
1.1 Energia Eólica no Âmbito Mundial . . . . .	1
1.1.1 Disponibilidade de recursos . . . . .	2
1.1.2 Capacidade instalada no mundo . . . . .	3
1.1.3 Potencial eólico brasileiro . . . . .	5
1.1.4 Energia eólica no contexto do setor elétrico brasileiro . . . . .	7
1.2 Justificativa do Trabalho . . . . .	8
1.3 Motivação do Trabalho . . . . .	11
1.4 Objetivos do Trabalho . . . . .	11
1.5 Revisão Bibliográfica . . . . .	12
1.5.1 Princípios de funcionamento de turbinas eólicas. . . . .	12
1.5.2 Análises de desempenho de turbinas eólicas utilizando dinâmica dos fluidos computacional . . . . .	15
1.6 Organização do Trabalho . . . . .	18
<b>2 Dinâmica dos Fluidos Computacional e Modelo Matemático</b>	<b>19</b>
2.1 Histórico da Dinâmica dos Fluidos Computacional . . . . .	19
2.2 Dinâmica dos Fluidos Computacional - DFC . . . . .	21
2.2.1 Modelo Matemático . . . . .	22
2.3 Modelos de Turbulência . . . . .	24
2.3.1 Equações de transporte para o modelo de turbulência k- $\epsilon$ . . . . .	25
<b>3 Testes Experimentais do Protótipo Ducetti Eolic Converter (DEC)</b>	<b>28</b>
3.1 Definição e Especificação do Protótipo DEC . . . . .	28
3.2 Definição e Especificação da Bancada de Teste . . . . .	32
3.2.1 Instrumentação e Equipamentos . . . . .	32

3.2.2	Calibração dos Equipamentos . . . . .	36
3.2.3	Procedimentos do experimento . . . . .	38
3.2.4	Resultados Experimentais . . . . .	38
<b>4</b>	<b>Modelo Analítico-Numérico para o Cálculo do Coeficiente de Potência</b>	<b>44</b>
4.1	Hipóteses . . . . .	44
4.2	Equacionamento . . . . .	44
4.3	Resultados do modelo analítico . . . . .	50
<b>5</b>	<b>Simulação Numérica</b>	<b>51</b>
5.1	Simulação Numérica em Regime Permanente . . . . .	51
5.1.1	Hipótese para simulação numérica . . . . .	51
5.1.2	Geometria do problema . . . . .	52
5.1.3	Geração da malha para regime permanente . . . . .	53
5.1.4	Condições de contorno . . . . .	55
5.1.5	Resultados da simulação numérica em regime permanente . . . . .	56
5.2	Simulação Numérica em Regime Transitório . . . . .	59
5.2.1	Hipóteses para a simulação numérica em regime transitório . . . . .	59
5.2.2	Malha para regime transitório . . . . .	59
5.2.3	Condições de contorno . . . . .	60
5.2.4	Resultados da simulação numérica em regime transitorio . . . . .	61
5.3	Análise e Validação de Resultados Numéricos com dados experimentais . . . . .	65
<b>6</b>	<b>Conclusões e Recomendações para Trabalhos Futuros</b>	<b>70</b>
6.1	Conclusões . . . . .	70
6.2	Trabalhos Futuros . . . . .	71
6.3	Apoio Financeiro da Pesquisa . . . . .	72
	<b>Referências Bibliográficas</b>	<b>73</b>
<b>A</b>	<b>Linhas de comando do <i>Script.rlp</i></b>	<b>76</b>
<b>B</b>	<b>Cálculo das Grandezas de Desempenho de Turbomáquinas</b>	<b>77</b>
B.1	Vazão mássica . . . . .	77
B.2	Pressão total pela média da massa . . . . .	77
B.3	Cálculo dos ângulos pela média da massa . . . . .	78
B.4	Coeficiente de perdas . . . . .	78
B.5	Força axial . . . . .	78
B.6	Torque . . . . .	79

# Lista de Figuras

1.1	Top 10 da capacidade nova e acumulativa instalada no mundo no ano 2015 . . .	3
1.2	capacidade regional da potência eólica instalada no mundo entre 2007 e 2015 . .	4
1.3	crecimento da potência eólica instalada . . . . .	5
1.4	Panorama do Potencial Eólico no Brasil . . . . .	6
1.5	Turbina de eixo vertical tipo Darrieus . . . . .	9
1.6	Turbina Darrieus com duas pás . . . . .	10
1.7	Turbina Darrieus H . . . . .	10
1.8	Turbina Savonius com duas conchas . . . . .	11
1.9	(a) Representação esquemática da turbina e a corrente de escoamento , (b) Dis- tribuição de velocidade e (c) Distribuição de pressão . . . . .	12
1.10	Comparação do limite de Betz com os diferentes tipos de turbinas eólicas . . .	14
1.11	Esteira para rotor tipo Savonius . . . . .	15
1.12	Comparação com resultados experimentais . . . . .	16
3.1	Prototipo DEC Dulcetti Eolic Converter instalado . . . . .	29
3.2	Desenho detalhado do suporte dos painéis e dos painéis de embandeiramento .	29
3.3	Desenho detalhado do suporte central e dos braços da DEC Dulcetti Eolic Con- verter . . . . .	30
3.4	Detalhes de angulação nas placas . . . . .	31
3.5	Engrenagem da DEC Dulcetti Eolic Converter . . . . .	31
3.6	Banco de ensaio do Campus da UNIFEI . . . . .	32
3.7	Sensor de velocidade do ar em escoamento . . . . .	33
3.8	Anemômetro Flexible Thermo-Anemometer . . . . .	33
3.9	Sensor Indutivo PNP 12V (a) , Módulo de conversão modelo CES105 (b) . . .	34
3.10	Tacômetro portátil TD-813 . . . . .	34
3.11	(a) Sensor para medição de torque, (b) Indicador do sensor de medição de torque	34
3.12	Placa de aquisição de dados(a), Fonte de alimentação variavel (b) . . . . .	35
3.13	Gerador elétrico trifásico (a) , Resistencias variáveis (b) . . . . .	35
3.14	Gráfico de Calibração do sensor de torque . . . . .	36

3.15	Gráfico do coeficiente de potência em função de $\lambda$ . . . . .	40
3.16	Gráfico do coeficiente de potencia em função da rotação . . . . .	41
3.17	Gráfico potência em função da rotação . . . . .	41
3.18	Gráfico do coeficiente de potencia em função da velocidade . . . . .	42
3.19	Cp em função de $\lambda$ de diferentes turbinas eólicas . . . . .	43
4.1	Esquema em perspectiva do movimento de uma pá . . . . .	45
4.2	Variação da posição da pá para calculo do coeficiente de arrasto médio . . . . .	46
4.3	Linhas de corrente de velocidade . . . . .	47
4.4	Contornos de pressão . . . . .	47
4.5	Variação do coeficiente de arrasto médio com a velocidade . . . . .	49
4.6	Comparação do coeficiente de potência experimental e semi-analítico . . . . .	50
5.1	Sequência de posições do rotor para cada simulação . . . . .	51
5.2	pás totalmento abertos . . . . .	52
5.3	Dominio computacional . . . . .	53
5.4	Malha híbrida para cálculo do escoamento . . . . .	53
5.5	Elementos prismáticos no contorno da pá . . . . .	54
5.6	Gráfico do $y^+$ na parede da pá . . . . .	54
5.7	Condições de contorno . . . . .	56
5.8	Perfil de velocidades no plano do painel aberto . . . . .	56
5.9	Perfil de velocidades para um painel totalmente fechado . . . . .	57
5.10	Linhas de corrente da velocidade no rotor estatico . . . . .	57
5.11	Contornos de Viscosidade Turbulenta . . . . .	58
5.12	Posições caraterísticas para análise transitorio . . . . .	60
5.13	(a) Detalhe do domínio móvel para análise transitório, (b) Refinamento da malha para análise transitório . . . . .	60
5.14	Contorno de pressão . . . . .	61
5.15	Variação do momento no tempo para 5m/s na posição 1 . . . . .	62
5.16	Variação do momento no tempo em um período para 5m/s na posição (1) . . . . .	62
5.17	Ajuste de curva pelo método de Fourier . . . . .	63
5.18	Comparação do resultado da integral com a média aritmética dos dados . . . . .	64
5.19	Geometria para simulação numérica . . . . .	65
5.20	Discretização do domínio com dois rotores . . . . .	66
5.21	Momento no tempo para cada velocidade do vento . . . . .	66
5.22	Momento no tempo para 3,9567 m/s . . . . .	67
5.23	Comparação do coeficiente de potencia na analise numérica e experimental . . . . .	67

---

5.24	Comparação do momento na análise numérica e experimental . . . . .	68
5.25	Coeficiente de potencia para diferentes análises . . . . .	69
A.1	Detalhes do Script para geração da DEC . . . . .	76

# Lista de Tabelas

1.1	Distribuição da área de cada continente segundo a velocidade media do vento . . . . .	2
1.2	Estimativa do potencial eólico mundial . . . . .	2
3.1	Valores médios do Teste com Tubo de Prandtl . . . . .	37
3.2	Varredura com anemômetro entre 17 e 100 (cm) . . . . .	38
3.3	Resultados experimentais . . . . .	39
4.1	Resultados do cálculo de coeficiente de arrasto em DFC . . . . .	48
4.2	Resultados do modelo semi-analítico . . . . .	50
5.1	Comparação de modelos de turbulência . . . . .	55
5.2	Valor do torque para cada posição de giro de 0° até 90° . . . . .	58
5.3	Cálculo do coeficiente de potência . . . . .	59
5.4	Resultado da integral do momento no tempo para cada posição . . . . .	64
5.5	Resultados da análise transitório . . . . .	65
5.6	Resultados da simulação numérica con dados de entrada dos ensaios . . . . .	66
5.7	Resultado do coeficiente de potencia para cada metodo . . . . .	68

# Lista de Símbolos

## Símbolos Latinos

$A$	Área do rotor
$\vec{a}_{apar}$	Aceleração aparente
$A_p$	Área projetada da pá
$C_d$	Coefficiente de arasto
$C_g$	Centro de gravidade e pressão da pá
$C_p$	Coefficiente de potencia
$C_{pmax}$	Coefficiente de potencia limite de Betz
$F_v$	Força
$F_\theta$	Força resultante da pá
$G$	Geração de energia cinética turbulenta
$I$	Tensor unitario
$k$	Energia cinética turbulenta
$n$	Rotação
$p$	Pressão estática
$P$	Potencia
$P_{ar}$	Potencia do ar
$P_{tr}$	Potencia teórica
$P_u$	Potencia util da turbina
$Q$	Caudal volumétrico
$r$	Radio
$r_p$	Vetor posição de uma partícula de fluido
$\vec{R}_o$	Aceleração de translação do volume de controle
$T$	Media de um intervalo de tempo
$U$	Velocidade incidente do vento
$\vec{w}$	Velocidade relativa
$x_i$	Coordenadas espaciais
$Y_M$	Contribuição na taxa de dissipação total

## Símbolos Gregos

$\beta$	Ângulo de abertura da pá
$\Delta p$	Varição de pressão
$\delta_{ij}$	Operador delta de Kronecker
$\epsilon$	Taxa de dissipação da energia
$\lambda$	Velocidade da ponta da pá
$\mu$	Viscosidade do fluido
$\mu_u$	Viscosidade dinâmica do fluido
$\mu_t$	Viscosidade turbulenta do fluido
$\theta$	Ângulo de giro da turbina
$\rho_{ar}$	Densidade do ar
$\kappa$	Condutividade térmica
$\lambda$	Coefficiente da combinação linear
$\sigma_{k,\epsilon}$	Número de Prandtl turbulento
$\tau$	Trabalho
$\vec{\tau}$	Tensor das tensões viscosas
$\tau_t$	Tensor de Reynolds
$\vec{\omega}$	Velocidade angular
$\dot{\vec{\omega}}$	Aceleração angular

# Capítulo 1

## Introdução

### 1.1 Energia Eólica no Âmbito Mundial

A energia eólica como fonte de geração de energia livre de emissões de gases de efeito estufa, atingiu nos últimos vinticinco anos um grau de maturidade tecnológica e competitividade económica que se tornou a opção mais atraente para novas instalações de geração de energia, a partir de recursos próprios, tendo em vista a diversificação dentro da estrutura energética de praticamente todos os países do mundo.

A energia eólica também apresenta um impacto ambiental moderado contra o enorme impacto de outras fontes de geração de eletricidade.

A capacidade eólica total instalada em todo o mundo até o final de 2014 atingiu cerca de 370 MW, com uma taxa de crescimento de cerca de 16%, sendo a República Popular da China líder à frente dos Estados Unidos, Alemanha, Espanha e Índia, respectivamente .

Em 2020 de acordo com o GWEC (Global Wind Energy Council) Conselho Global de energia eólica, espera-se dobrar a capacidade de energia eólica instalada no mundo e chegar a produzir 12% do consumo mundial de eletricidade, o que representa uma redução de mais de 1,5 milhões de toneladas de  $CO_2$ . Para alcançar este grande desenvolvimento é esperado uma redução gradual no custo da energia produzida a partir da energia eólica, especialmente em aplicações em terra o que fará cada vez mais competitiva esta alternativa.

A energia eólica offshore continuará o seu desenvolvimento progressivo buscando competitividade, sendo com esta tecnologia, onde se espera obter mais progressos nos próximos anos e onde mais pessoal qualificado será necessário, dada a sua complexidade. Se preve gerar 1,4 milhões de novos postos de trabalho em todo o mundo até 2020. Em qualquer caso, todas estas previsões são apenas alcançadas através do investimento contínuo em pesquisa, desenvolvimento e inovação.

### 1.1.1 Disponibilidade de recursos

A avaliação do potencial eólico de uma região requer trabalhos sistemáticos de coleta e análise de dados sobre a velocidade e o regime de ventos. Geralmente, uma avaliação rigorosa requer levantamentos específicos, dados coletados em aeroportos, estações meteorológicas e outras aplicações similares podem fornecer uma primeira estimativa do potencial bruto ou teórico de aproveitamento da energia eólica.

**Tabela 1.1:** Distribuição da área de cada continente segundo a velocidade média do vento

Região/ Continente	6,4 a 7,0 m/s		7,0 a 7,5 m/s		7,5 a 11,9 m/s	
	( $10^3 km^2$ )	(%)	( $10^3 km^2$ )	(%)	( $10^3 km^2$ )	(%)
<b>África</b>	3.750	12	3350	11	200	1
<b>Austrália</b>	850	8	400	4	550	5
<b>América do Norte</b>	2.550	12	1750	8	3.350	15
<b>América Latina</b>	1.400	8	850	5	950	5
<b>Europa Ocidental</b>	345	8,6	416	10	371	22
<b>Europa Ocidental e ex-URSS</b>	3.377	15	2260	10	1.146	5
<b>Ásia(excluindo ex-URSS)</b>	1.550	6	450	2	200	5
<b>Mundo</b>	13.650	10	9550	7	8.350	6

Fonte: Grubb e Meyer (1993)

Estima-se que o potencial eólico bruto mundial seja da ordem de 500.000 TWh por ano. Devido as restrições socioambientais, apenas 53.000 TWh (cerca de 10%) são considerados tecnicamente aproveitáveis (Tabela 1.2). Ainda assim, esse potencial líquido corresponde a cerca de quatro vezes o consumo mundial de eletricidade.

**Tabela 1.2:** Estimativa do potencial eólico mundial

Região	Porcentagem de terra Ocupada %	Potencial Bruto (TWh/ano)	Densidade Demografica (hab/km <sup>2</sup> )	Potencial Líquido (TWh/ano)
<b>África</b>	24	106.000	20	10.600
<b>Austrália</b>	17	30.000	2	3.000
<b>América do Norte</b>	35	139.000	15	14.000
<b>América Latina</b>	18	54.000	15	5.400
<b>Europa Ocidental</b>	42	31.400	102	4.800
<b>Europa Ocidental e ex-URSS</b>	29	106.000	13	10.600
<b>Ásia(excluindo ex-URSS)</b>	9	32.000	100	4.900
<b>Mundo</b>	23	498.400	-	53.000

Fonte: Grubb e Meyer (1993)

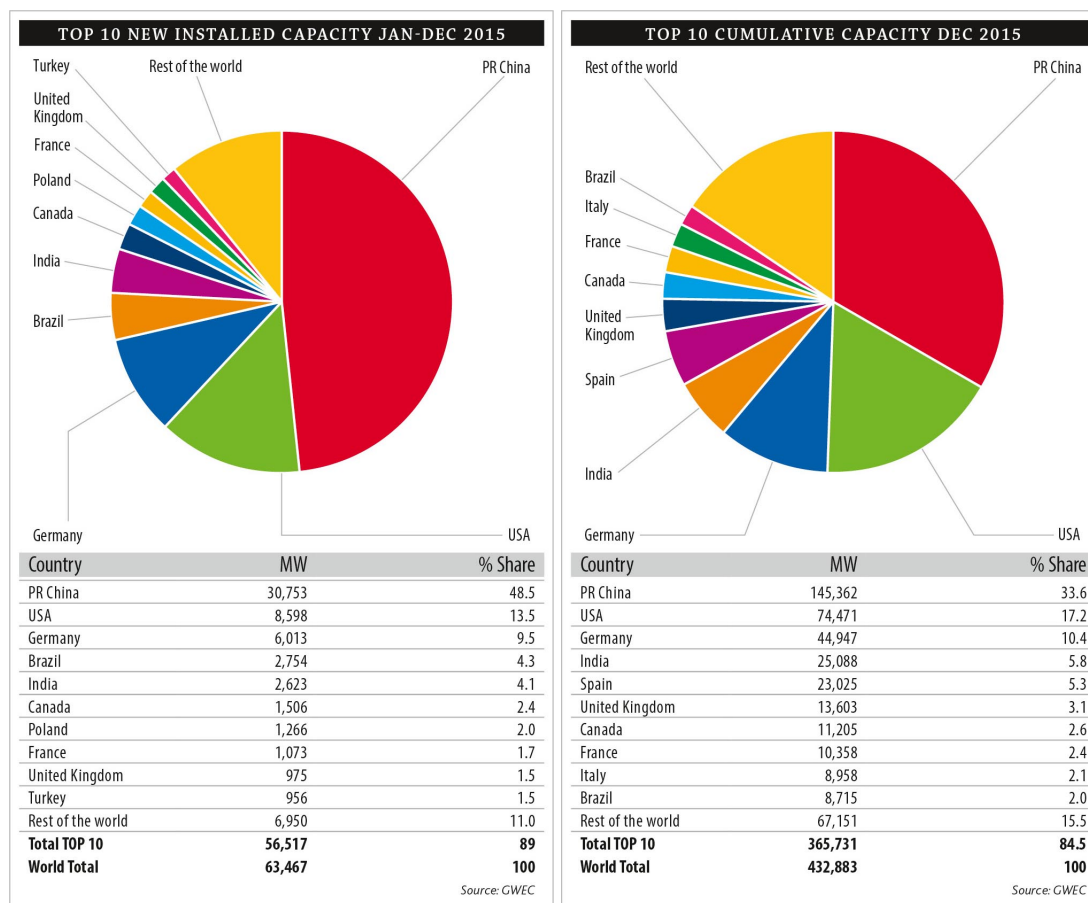
Para que a energia eólica seja considerada tecnicamente aproveitável, é necessário que sua densidade seja maior ou igual a  $500W/m^2$ , a uma altura de 50 m, o que requer uma velocidade mínima do vento de 7 a 8 m/s (Grubb e Meyer (1993)). Segundo a Organização Mundial de Meteorologia, em apenas 13% da superfície terrestre o vento apresenta velocidade média

igual ou superior a 7 m/s, a uma altura de 50 m. Essa proporção varia muito entre regiões e continentes, chegando a 32% na Europa Ocidental, como indicado na Tabela 1.1.

No Brasil, os primeiros anemógrafos computadorizados e sensores especiais para energia eólica foram instalados no Ceará e em Fernando de Noronha (PE), no início dos anos 1990. Os resultados dessas medições possibilitaram a determinação do potencial eólico local e a instalação das primeiras turbinas eólicas do Brasil.

### 1.1.2 Capacidade instalada no mundo

O alto custo da produção de energia, juntamente com as vantagens da energia eólica como uma fonte de energia renovável e amplamente disponível, tem levado vários países a estabelecer incentivos regulamentando e dirigindo investimentos financeiros para estimular a geração de energia eólica.



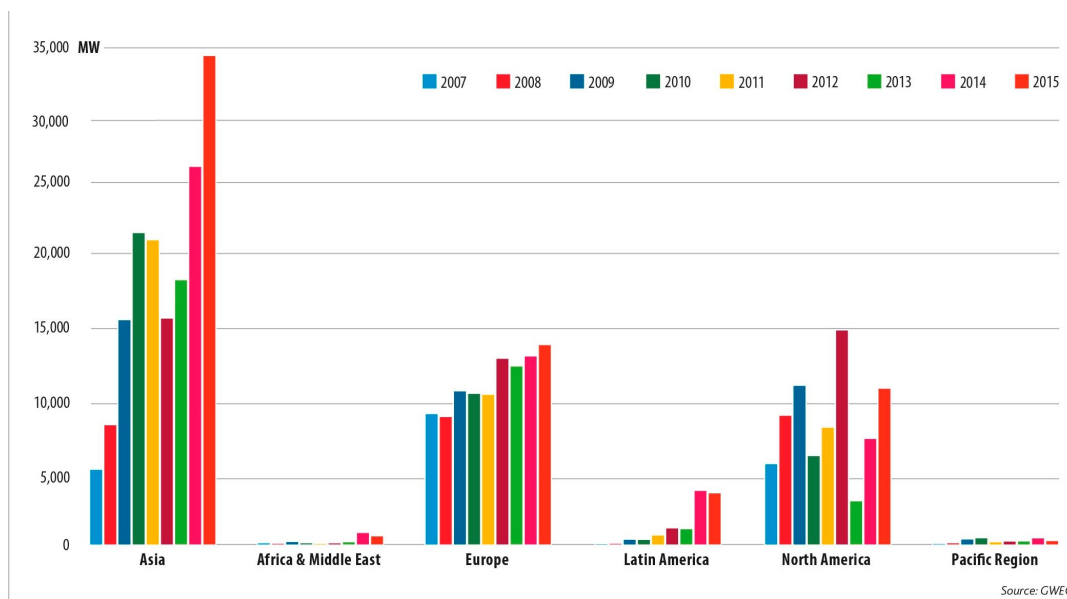
**Figura 1.1:** Top 10 da capacidade nova e acumulativa instalada no mundo no ano 2015

**Fonte:** GWEC- Global Wind Report 2015

De acordo com a WWEA (World Wind Energy Association), a China tem conseguido 30 GW eólicos novos só em 2015. A taxa de crescimento global foi de 17,2%, ainda maior do que a de 2014 (16,4%). Entre os 15 principais mercados, Brasil, Polónia, China e Turquia manteve-

se como os países mais dinâmicos e experimentaram as taxas de crescimento mais fortes, como mostra a figura 1.1

A China tem um plano para combater a mudança climática e reduzir  $CO_2$ . Aumentando a produção de energia eólica e solar em 21% e não abrindo mais minas de carvão. Uma amostra desses objetivos é que a China superou a Europa em potência eólica instalada com 145.100 MW contra 141.600 MW, arrebatando a liderança global, de acordo com dados do Conselho de Energia Eólica (GWEC (2015)).



**Figura 1.2:** capacidade regional da potência eólica instalada no mundo entre 2007 e 2015

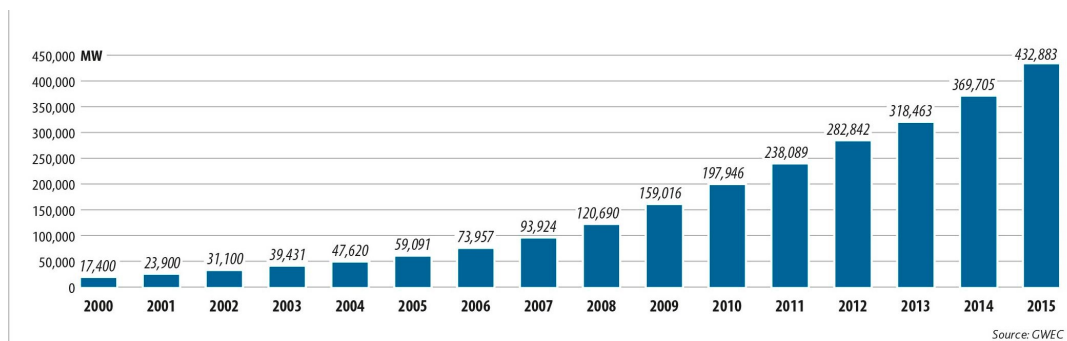
**Fonte:** GWEC (2015)

No total, tem 63.013 MW de energia eólica instalada no mundo em 2015, representando um aumento de 17% do poder acumulado, que chega a 432.419 MW. O mercado dos EUA tem experimentado um bom desempenho com a adição de 8,6 GW de capacidade, sendo 2015 o ano com o crescimento mais forte desde 2012. É surpreendente que este ano, quando os preços dos combustíveis fósseis são baixos, não tiveram um impacto negativo no sector da energia eólica. Com 2.623 novos megawatts instalados um total de 25.088 MW, a Índia ultrapassou a Espanha como o quarto país do mundo em capacidade instalada, atrás da China, os EUA e Alemanha. Em Ásia, também o Japão, Coreia do Sul e Taiwan se juntaram novo poder. Na Europa, com 6.013 megawatts, Alemanha tem capturado quase metade (47%) da capacidade instalada no ano, atingindo 4,9 GW, e representando 13% da demanda de eletricidade no país. Ele é seguido pela Polónia (1.300 MW), França (1.000 MW) e Reino Unido (975 MW). (GWEC (2015)).

A figura 1.2, mostra a capacidade regional da potência eólica instalada no mundo entre os anos 2007 e 2015

Brasil continua a ser o quarto maior mercado para novas turbinas com um volume de 2,8 GW no mercado. É o primeiro grande mercado de energia eólica em toda a América Latina.

O Canadá manteve-se a um bom ritmo, Polónia e Turquia subiram no ranking mundial. Espanha tem sido a grande decepção com uma maior capacidade de 0 MW, a figura 1.3 mostra o crescimento acelerado da potência eólica instalada no mundo de 2000 a 2015. GWEC (2015)



**Figura 1.3:** crescimento da potência eólica instalada

Fonte: GWEC (2015)

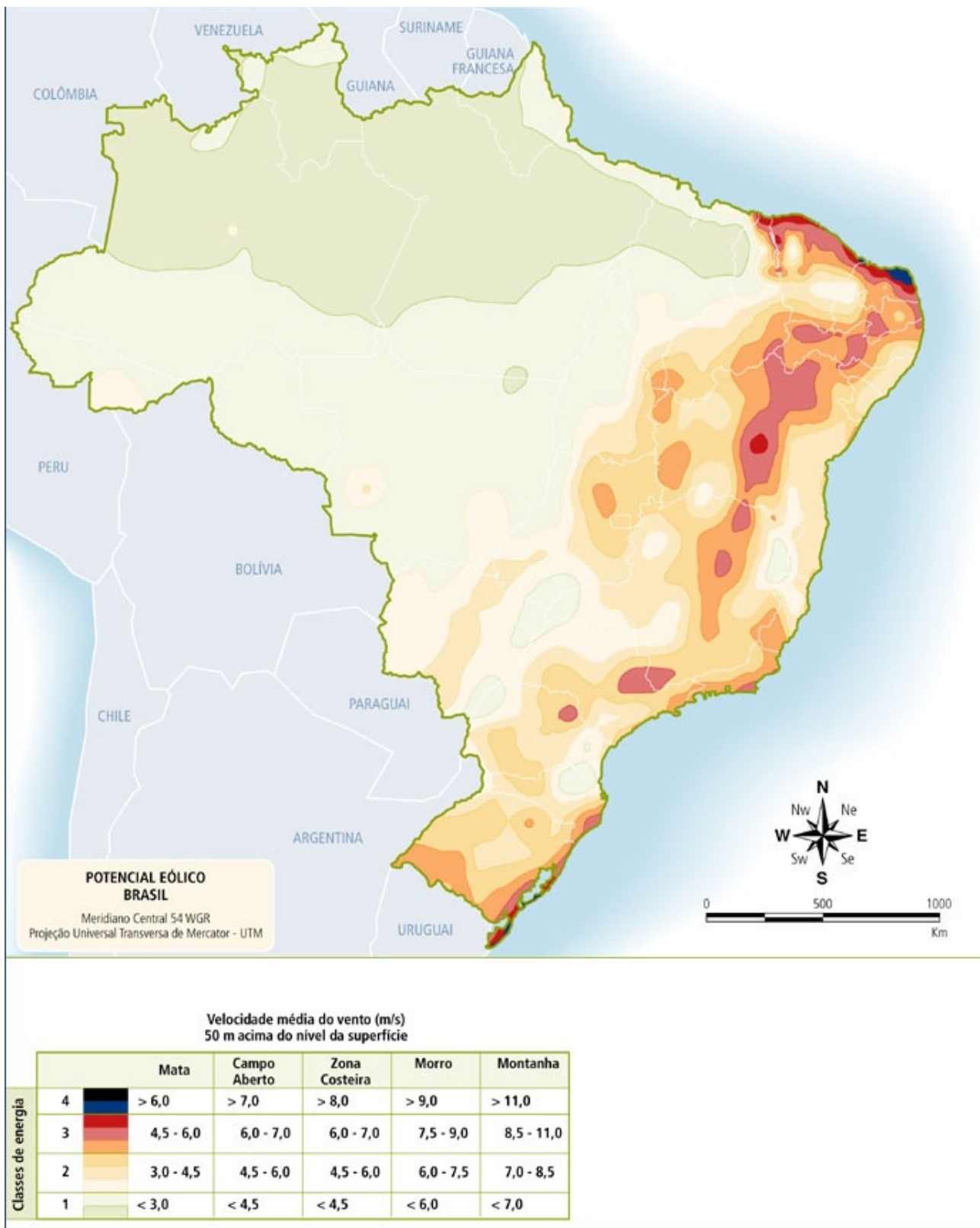
### 1.1.3 Potencial eólico brasileiro

Embora ainda haja divergências entre especialistas e instituições na estimativa do potencial eólico brasileiro, vários estudos indicam valores extremamente consideráveis. Até poucos anos, as estimativas eram da ordem de 20.000 MW. Hoje a maioria dos estudos indicam valores maiores que 60.000 MW. Essas divergências decorrem principalmente da falta de informações (dados de superfície) e das diferentes metodologias utilizadas.

De qualquer forma, os diversos levantamentos e estudos realizados e em andamento (locais, regionais e nacionais) têm dado suporte e motivado a exploração comercial da energia eólica no País. Os primeiros estudos foram feitos na região Nordeste, principalmente no Ceará e em Pernambuco. (Camargo *et al.* (2001))

Com o apoio da ANEEL e do Ministério de Ciência e Tecnologia MCT, o Centro Brasileiro de Energia Eólica CBEE, da Universidade Federal de Pernambuco UFPE, publicou em 1998 a primeira versão do Atlas Eólico da Região Nordeste. A continuidade desse trabalho resultou no Panorama do Potencial Eólico no Brasil, conforme Figura 1.4.

As cores apresentadas na legenda da Figura 1.4 referem-se à velocidade média do vento e energia eólica média a uma altura de 50m acima da superfície, para 5 condições topográficas distintas: zona costeira áreas de praia; normalmente com larga faixa de areia, onde o vento incide predominantemente do sentido mar-terra; campo aberto; áreas planas de pastagens, plantações e /ou vegetação baixa sem muitas árvores altas; mata: áreas de vegetação nativa com arbustos e árvores altas, mas de baixa densidade, tipo de terreno que causa mais obstruções ao fluxo de vento; morro: áreas de relevo levemente ondulado, relativamente complexo, com pouca vegetação ou pasto; montanha: áreas de relevo complexo, com altas montanhas.



**Figura 1.4:** Panorama do Potencial Eólico no Brasil

**Fonte:** Atlas do Potencial Eólico Brasileiro, 2001

Ainda na legenda, a classe 1 representa regiões de baixo potencial eólico, de pouco ou nenhum interesse para o aproveitamento da energia eólica.

A classe 4 corresponde aos melhores locais para aproveitamento dos ventos no Brasil. As classes 2 e 3 podem ou não ser favoráveis, dependendo das condições topográficas. Por exemplo: um local de classe 3 na costa do Nordeste (zona costeira) pode apresentar velocidades médias anuais entre 6,5 e 8 m/s, enquanto que um local de classe 3 no interior do Maranhão (mata) apresentará apenas valores entre 4,5 e 6 m/s.

Outro estudo importante, em âmbito nacional, foi publicado pelo Centro de Referência para Energia Solar e Eólica CRESESB/CEPEL. Trata-se do Atlas do Potencial Eólico Brasileiro. Nesse estudo estimou-se um potencial eólico brasileiro da ordem de 143 GW. Existem também outros estudos específicos por unidades da Federação, desenvolvidos por iniciativas locais.

#### 1.1.4 Energia eólica no contexto do setor elétrico brasileiro

A informação do boletim Energia Eólica no Brasil e no Mundo, produzido pela Secretaria de Planejamento e Desenvolvimento Energético (SPE) do Ministério de Minas e Energia, divulgado em dezembro de 2014, a capacidade eólica instalada no Brasil pode alcançar 7.904 MW até o final de 2015. A fonte terá expansão de 62% em comparação ao ano de 2014, com acréscimo de 3.016 MW. A energia eólica se destaca na matriz elétrica brasileira, e é a fonte que mais cresceu nos primeiros meses de 2015. Entraram em operação comercial de janeiro a março deste ano 781,4 MW em novos empreendimentos eólicos, o que representa 49% do total de 1.594,2 MW de energia nova que entrou em operação no primeiro trimestre de 2015.

Somente em março, foram adicionados 177,6 MW de energia eólica à capacidade instalada brasileira, 34,9% de toda a energia nova que entrou em operação comercial naquele mês. Em um ano, a capacidade instalada eólica brasileira cresceu 133%. Em março de 2015, 5.703 MW instalados de geração de energia eram oriundos de fonte eólica na matriz brasileira, contra 2.441 MW instalados em março de 2014.

Os projetos eólicos também foram destaque nos leilões de energia marcados para o ano 2015, com 24.371 MW de potência cadastrada. Segundo dados da Empresa de Pesquisa Energética (EPE), o Leilão de Fontes Alternativas 2015, que aconteceu em 27 de abril, recebeu cadastro de 530 projetos de energia eólica, que totalizam 12.895 MW. Já o Leilão A-3, marcado para o dia 24 de julho, recebeu 475 empreendimentos, que somam 11.476 MW. Para novembro de 2015, ainda está previsto o 2º Leilão de Energia de Reserva de 2015, que contribuirá ainda mais para o crescimento da energia eólica no País. Atualmente existem no Brasil um total de 265 Usinas eólicas em operação com um total Potência Outorgada de 6.477.333,22 kW (Aneel (2015))

O setor de energia eólica no Brasil passou a ter, em 2016, capacidade instalada de 10 GW em cerca de 400 parques com mais de 5200 aerogeradores em operação. Com isso, a fonte

de energia renovável, considerada moderna, representa 7% da matriz energética brasileira e registra 80% de nacionalização.

## 1.2 Justificativa do Trabalho

Em 1973 houve a primeira crise do petróleo, o que fez com que o preço deste subisse e levou os consumidores a ter consciência de que as reservas de combustíveis fósseis poderiam se esgotar dentro de dezenas ou poucas centenas de anos. A elevada procura destes combustíveis tem levado não só à redução das suas reservas, mas também ao aumento das emissões de gases que contribuem para a intensificação do efeito estufa, sendo o dióxido de carbono o que mais contribui para este fenómeno. A constante preocupação com a falta de sustentabilidade dos combustíveis fósseis tem contribuído para o interesse dos países em procurar novas fontes de energia sustentáveis cujo impacto ambiental seja o menor possível. Neste contexto as fontes de energia renováveis, como a radiação solar, os rios ou o vento apresentam-se como uma hipótese bastante apelativa.

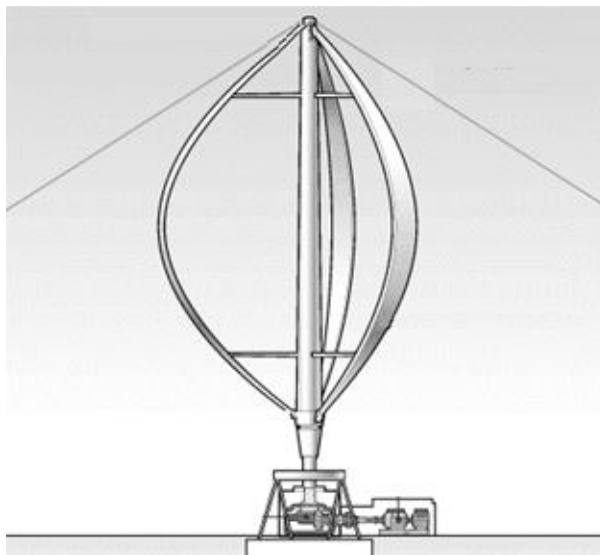
O vento tem sido um dos recursos naturais mais utilizados pelo homem durante os períodos da Idade Média e do Renascimento até que se deu a Revolução Industrial. Os moinhos de vento foram os primeiros sistemas usados para o aproveitamento deste recurso, para mover os mecanismos que permitiam fazer a farinha, para ajudar a recolher a água dos poços usando uma bomba hidráulica. Os primeiros navios tinham como principal força motriz a interação do vento com as velas, e hoje em dia ainda existem barcos que se servem deste fenómeno para navegar.

A energia eólica é, atualmente a energia renovável mais promissora e com melhor relação custo-benefício para exploração. A utilização de turbinas de eixo horizontal para geração de energia elétrica, tem-se mostrado eficiente, resultado de um aprimoramento no desenvolvimento de metodologias de análise e projeto de rotores. Entretanto, as turbinas de eixo vertical, ou turbinas de arrasto e novas configurações geométricas, ainda encontram-se em desenvolvimento. No entanto, pouco ou nenhum desenvolvimento foi realizado na área de rotores de eixo vertical de pás móveis, o que parece apontar para uma tecnologia de grande potencial, com base na necessidade de implementar um processo de extração de energia do vento de forma eficiente, limpa e de baixo custo.

O potencial eólico brasileiro para aproveitamento energético tem sido objeto de estudos e inventários desde os anos 1970 e o seu histórico revela o lento, mas progressivo descobrimento de um potencial energético natural de relevante magnitude existente no país.

A excelente qualidade nos níveis de radiação solar e ventos fortes, principalmente na costa nordestina, tem despertado o interesse de vários fabricantes e representantes dos principais países envolvidos com energia eólica. Fazendo com que o Brasil seja um ponto estratégico para a entrada de novas tecnologias para a América Latina. A presença de grandes empresas no Brasil

(Como Alstom, Gamesa, GE Energy, Siemens, entre outras) mostra o interesse no mercado eólico da América do Sul dentro das perspectivas de expansão desse mercado. Embora ainda haja divergências entre especialistas e instituições na estimativa do potencial eólico brasileiro, vários estudos indicam valores consideráveis.



**Figura 1.5:** Turbina de eixo vertical tipo Darrieus  
**Fonte:** Layton (2006)

As Turbinas Eólicas de eixo Vertical (TEEV), são turbinas eólicas cujo eixo de rotação está orientado na mesma direção da torre que suporta a estrutura do rotor, ou seja, numa direção que é perpendicular à direção do movimento do vento. A Fig. 1.5 apresenta o esquema de uma TEEV.

Neste tipo de sistemas a caixa de velocidades e o gerador elétrico podem ser instaladas perto da base da torre e, normalmente, isto acontece quando a turbina apresenta grandes dimensões. O fato do gerador ficar instalado no solo faz com que a manutenção do próprio gerador e da caixa de velocidades seja mais fácil em comparação com a das Turbinas Eólicas de Eixo Horizontal (TEEHs). As TEEVs não necessitam ser orientadas na direção do vento, uma vez que o movimento de rotação do rotor é independente dessa direção. Ao contrário das TEEHs estas turbinas podem ser agrupadas próximas umas das outras, isto porque a rotação da esteira provocada pelas pás das TEEHs impediria que estes sistemas funcionassem corretamente, caso fossem colocadas muito próximas umas das outras. O funcionamento das TEEV é bastante silencioso em comparação com as TEEHs. A estrutura do rotor de uma TEEV é normalmente menos complexa do que o de uma TEEH, isto facilita a fabricação da turbina e reduz os esforços estruturais na torre. (Layton (2006))

As turbinas Darrieus são TEEVs que possuem normalmente duas ou três pás curvas, cujo perfil aerodinâmico tem a forma dos perfis aerodinâmicos da serie NACA. A força motriz neste caso é a força de sustentação aerodinâmica que se exerce sobre as pás. Estas turbinas



**Figura 1.6:** Turbina Darrieus com duas pás  
**Fonte:** Czecoski (2015)

apresentam normalmente um rendimento energético de aproximadamente 30%, em termos de coeficiente de potencia. A Fig. 1.6 ilustra uma turbina Darrieus com duas pás.



**Figura 1.7:** Turbina Darrieus H  
**Fonte:** Czecoski (2015)

A turbina Darrieus H é um tipo de TEEV cujas pás são retas, ao invés das pás curvas da turbina Darrieus original. Este tipo de TEEVs apresenta um rendimento energético ligeiramente superior ao da Turbina Darrieus de pás curvas, uma vez que têm uma área de passagem do escoamento maior. No entanto os esforços estruturais que estas turbinas estão sujeitas são mais elevados. A Fig. 1.7 representa a imagem de uma Darrieus H instalada na Antártica

A turbina Savonius é um tipo de TEEV que aproveita a força de resistência aerodinâmica



**Figura 1.8:** Turbina Savonius com duas conchas  
**Fonte:** Czeoski (2015)

como força motriz para o seu rotor. Em contraste com os outros tipos de turbinas o rotor é constituído por duas ou mais conchas em vez de pás. A Fig. 1.8 ilustra uma turbina Savonius com duas conchas. O desenho do rotor é relativamente simples, o que torna a fabricação deste tipo de turbinas mais económico do que outros. Os esforços estruturais são geralmente menos intensos do que nas turbinas Darrieus, no entanto a turbina Savonius, apresenta um rendimento energético baixo, em torno de 15% . Isto é suficiente para tornar esta TEEV pouco atrativa para a produção de eletricidade, porem com utilidades de trabalho de mecânico. (Czeoski (2015))

### 1.3 Motivação do Trabalho

A motivação para este trabalho esta na procura por novas tecnologias para transformação de energia do vento de modo a possibilitar a geração de energia eléctrica em usinas eólicas a custos reduzidos; Encontrar soluções tecnológicas para a indústria eólica, atualmente existe grande dependência tecnológica externa de projeto e construção de usinas eólicas no país, isto porque grande parte dos materiais e equipamentos utilizados na construção e projeto estão disponíveis no exterior, havendo a necessidade de desenvolver tecnologias genuinamente nacionais de forma a fortalecer a indústria eólica local; Além disso, o consequente desenvolvimento da indústria nacional possibilitaria a exportação de tecnologia Brasileira.

### 1.4 Objetivos do Trabalho

Este trabalho tem como objetivo principal avaliar o desempenho de uma turbina eólica de eixo vertical de pás móveis, através de análises analítica, numéricas e experimental. Para

alcançar esses objetivos será utilizada a metodologia seguinte:

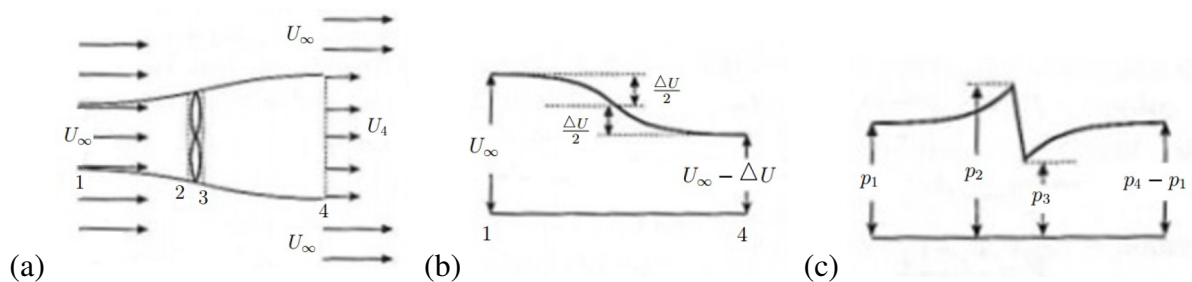
- Obter o modelo numérico-analítico para o cálculo de coeficiente de potência;
- Obter as curvas características da turbina eólica através de simulações numéricas utilizando como ferramenta de análise FLUENT®, mediante análise permanente e transitória;
- Obter as curvas características da turbina eólica através do comportamento do coeficiente de potência e da velocidade do vento de forma experimental. Para isso será utilizado um banco de ensaios de aerogeradores ao ar livre a ser instalado no Campus da UNIFEI-IEM-IRN;
- Analisar e validar os resultados numéricos com os resultados experimentais

## 1.5 Revisão Bibliográfica

### 1.5.1 Princípios de funcionamento de turbinas eólicas.

A energia eólica tem como origem a energia solar. O movimento de massas de ar causadas pelas diferenças de temperatura na terra faz com que haja este potencial .

Com o objetivo de quantificar esse potencial e, portanto a potência da turbina, é necessário conhecer o comportamento de algumas variáveis aerodinâmicas intervenientes no processo, como sejam a velocidade do vento e a pressão em torno da turbina. A seguinte Fig. 1.9 é uma representação esquemática de uma turbina eólica e da corrente de escoamento (a), a distribuição de velocidade (b) e a distribuição de pressão (c).



**Figura 1.9:** (a) Representação esquemática da turbina e a corrente de escoamento , (b) Distribuição de velocidade e (c) Distribuição de pressão

**Fonte:** Manwell *et al.* (2009)

Tendo como referência a Fig. 1.9 e como apresentado em Manwell *et al.* (2009), antes do escoamento chegar à turbina, o vento tem velocidade  $U_\infty$  e uma pressão  $p_1$ , junto da turbina, na parte frontal secção 2 para a 3, o ar sofre uma queda de pressão brusca, passando de  $p_2$  para  $p_3$ , no entanto a velocidade mantense,  $U_2 = U_3$ , a pressão aumenta depois gradualmente até a

secção 4, onde  $p_4 = p_1$ , a medida que a pressão vai aumentando, de  $p_3$  para  $p_4$ , a velocidade do vento vai diminuindo gradualmente, de  $U_3$  a  $U_4$ .

A energia que a turbina eólica (rotor) recebe do ar corresponde à queda de pressão nela registrada, entre as secções 2 e 3 ( $\Delta p = p_3 - p_4$ ). Através da conservação de quantidade de movimento pode-se explicitar a força  $F_v$  que o ar aplica ao rotor pode obter-se a partir da equação(1.1)

$$F_v = AU\rho_{ar}(U_\infty - U_4) \quad (1.1)$$

Onde  $A$  representa a área do rotor,  $\rho_{ar}$  a densidade do ar e  $U = U_2 = U_3$  é a velocidade do ar ao nível do rotor.

A força  $F_v$  é igual e diretamente oposta àquela que o rotor exerce no ar, e que, sendo  $U_3 = U_2$  tem por modulo  $A(p_2 - p_3)$  deste modo obtém-se a equação (1.2)

$$p_2 - p_3 = \rho_{ar}U(U_\infty - U_4) \quad (1.2)$$

Por aplicação da equação de Bernoulli entre 1 e 2, e 3 e 4, e atendendo que  $U_2 = U_3$  e que  $p_4 = p_1$  obtém-se

$$p_2 - p_3 = \frac{1}{2}\rho_{ar}(U_\infty^2 - U_4^2) \quad (1.3)$$

A igualando as equações (1.2) e (1.3) temos que

$$U = \frac{U_\infty + U_4}{2} \quad (1.4)$$

A equação anterior mostra que a velocidade  $U$  é a média das velocidades nas secções 1 e 4.

A potencia útil da turbina,  $P_u$ , corresponde á energia cinética transferida ao rotor pelo ar que tem um vazão volumétrica  $Q$ , é dada por

$$P_u = \frac{1}{2}\rho_{ar}Q(U_\infty^2 - U_4^2) \quad (1.5)$$

Se o rotor não existisse, a velocidade seria constante,  $U_\infty$ , atravessando a área  $A$ , resulta na potência disponível

$$P_{ar} = \frac{1}{2} \rho_{ar} (AU_\infty) U_\infty^2 \quad (1.6)$$

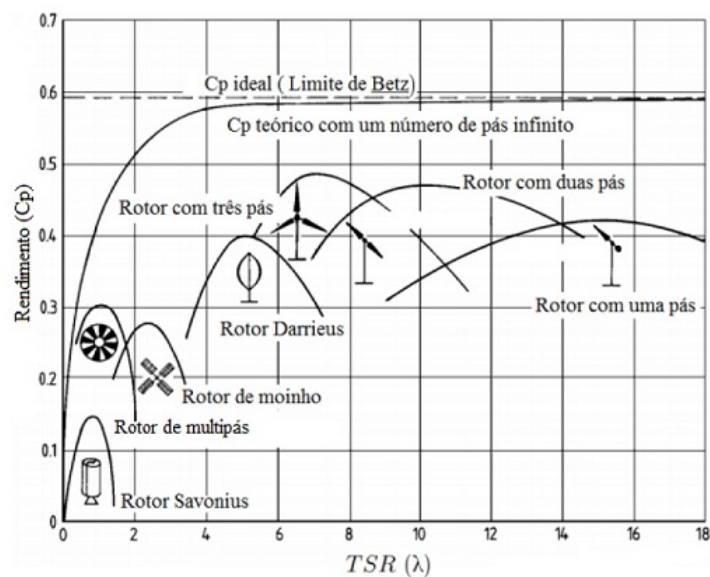
Deste modo, a eficiência teórica do rotor,  $C_{pmax}$  é definido como a razão entre  $P_u$  e  $P_{ar}$

$$C_{pmax} = \frac{\frac{1}{2} \rho_{ar} Q (U_\infty^2 - U_4^2)}{\frac{1}{2} \rho_{ar} (AU_\infty) U_\infty^2} = \frac{AU (U_\infty^2 - U_4^2)}{AU_\infty^3} = \frac{(U_\infty + U_4)(U_\infty^2 - U_4^2)}{2U_\infty^3} = \frac{(1 + \gamma)(1 - \gamma^2)}{2} \quad (1.7)$$

onde  $\gamma = \frac{U_4}{U_\infty}$ , a equação (1.7) tem um valor máximo para  $\gamma = \frac{1}{3}$ , sendo o resultado conhecido como o limite de Betz:

$$C_{pmax} = \frac{(1 + \frac{1}{3})(1 - \frac{1}{3}^2)}{2} = 59,3 \quad (1.8)$$

O rendimento real,  $C_p$ , de uma turbina eólica depende de varias variáveis como por exemplo, o tipo de turbina, a geometria, o número de pás e a razão entre a velocidade tangencial de ponta da pá e a velocidade do vento.



**Figura 1.10:** Comparação do limite de Betz com os diferentes tipos de turbinas eólicas

**Fonte:** Manwell *et al.* (2009)

A Fig 1.10 representa o valor aproximado dos diferentes tipos de turbinas eólicas quando

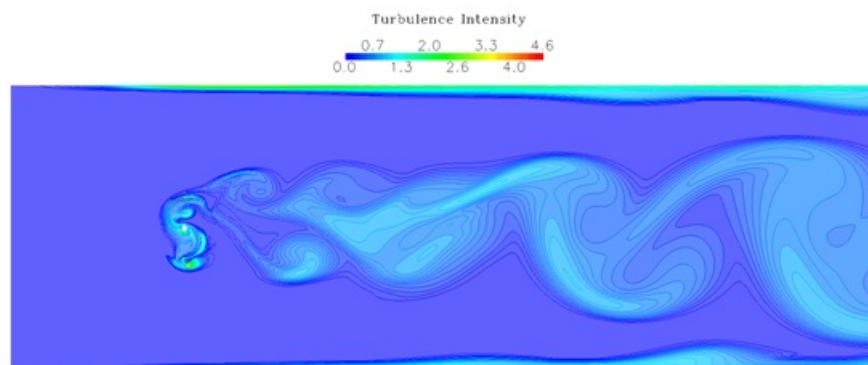
comparados ao limite de Betz, o que permite ter uma referência geral do comportamento de uma turbina segundo o seu tipo.

### 1.5.2 Análises de desempenho de turbinas eólicas utilizando dinâmica dos fluidos computacional

Nos últimos anos os estudos computacionais de fenômenos físicos têm apresentado uma melhoria significativa. No caso de turbinas eólicas a melhoria vem relacionada com o desenvolvimento de projetos inovadores e a busca de novas tecnologias. Neste tópico será apresentado um resumo de trabalhos que foram desenvolvidas em dinâmica dos fluidos computacionais de turbinas eólicas de eixo vertical.

Akwa (2010) apresenta as características de operação de uma turbina do tipo Savonius para aproveitamentos hidrocinéticos por meio da Dinâmica dos Fluidos Computacional. As equações da continuidade, de Navier-Stokes com médias de Reynolds e do modelo de turbulência  $k - \omega$  SST, em sua aproximação de baixos Reynolds com tratamento de parede híbrido, foram numericamente resolvidas para a aquisição dos campos de pressão e de velocidade do escoamento, bem como das características de desempenho do rotor.

Com a aplicação desta metodologia, os campos de pressão e de velocidade puderam ser obtidos para o escoamento de água turbulento sobre o rotor. Simulou-se a operação do rotor com tempo suficientemente grande para que o escoamento se desenvolvesse e perdesse as informações das condições iniciais impostas. Na Fig. 1.11, pode-se observar a esteira de vórtices e o complexo escoamento no entorno do rotor que se obteve na simulação da turbina Savonius, operando em corrente de água de 0,3 m/s a uma razão de velocidade de ponta do rotor igual a 0,75.



**Figura 1.11:** Esteira para rotor tipo Savonius  
**Fonte:** Akawa (2010)

O coeficiente de potência do rotor representa a eficiência do dispositivo para converter a energia cinética da corrente de água em energia mecânica. Valores de coeficiente de potência

médios foram obtidos para razões de velocidade de ponta do rotor variando de 0 a 2, tais resultados podem ser visualizados na Fig. 1.11 e na Fig. 1.12. Os valores simulados neste estudo para o coeficiente de potência médio foram comparados com os valores obtidos experimentalmente por Nakajima et al. (2008a), para um rotor Savonius hidrocínético em canal hidrodinâmico. Verificou-se que, existe uma boa concordância entre os resultados obtidos nesses dois estudos e que o método numérico escolhido neste trabalho pode ser utilizado de maneira adequada para a obtenção das características operacionais deste tipo de rotor hidrocínético.

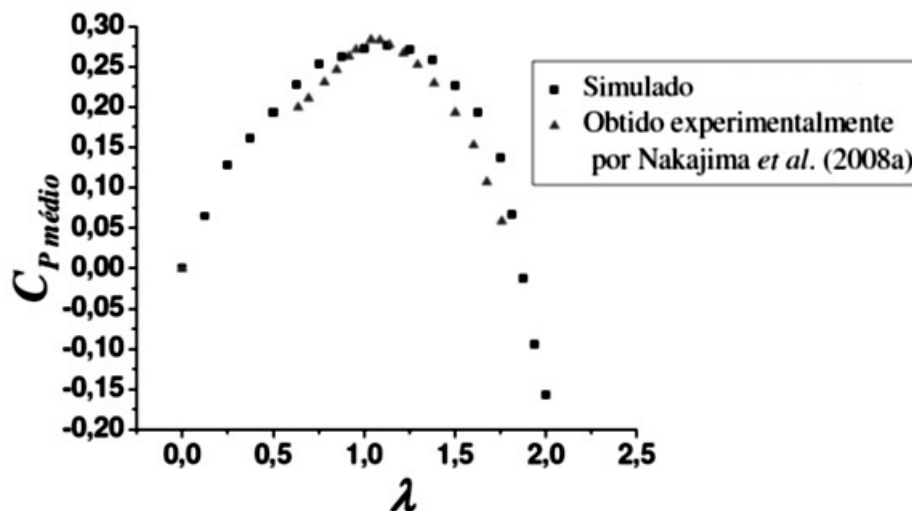


Figura 1.12: Comparação com resultados experimentais

Fonte: Akawa (2010)

O resultado da análise numérica obtida nesse estudo representa de maneira significativa o fenômeno físico o que pode ser observado na Fig. 1.12 quando comparados os resultados experimentais com os resultados da simulação onde se obteve-se o valor de 0,276 para o máximo coeficiente de potência médio.

Hartwanger e Horvat (2008) fizeram um estudo da eficiência de um aerogerador com simulações em DFC. A partir de uma turbina comercial foram avaliadas seções das pás em 2D e os resultados foram utilizados para validar o modelo 3D. Utilizando o modelo 3D foram simulados os escoamentos, encontrando-se os fatores utilizados para modificar o atuador clássico de turbinas eólicas.

O trabalho de Li et al. (2012) apresentou uma análise transitória da aerodinâmica de turbinas eólicas utilizando DFC. As simulações foram executadas com um domínio no inercial com o rotor consistido de pás e corpo, simulações do efeito de diferentes velocidades de vento em uma pá com ângulo fixo de  $3^\circ$ , utilizando os métodos RANS e DES com modelo de turbulência foram apresentados. Os dois métodos apresentam pequena variação na média de momentos e forças. Porém, significativas melhorias na análise transitoria foram vistas utilizando o método DES. O efeito do ângulo de ataque entre  $-15^\circ$  e  $40^\circ$  com velocidade constante e uniforme de 15 m/s foram estudadas e exaustivas comparações contra resultados experimentais, incluído

potência total e confiabilidade foram executados.

As análises transitórias da pressão nas pás revelam que o método DES é capaz de prever flutuações de propriedades com um enfoque distinto. Castelli et al. (2010) apresentou um estudo com um modelo em DFC para avaliação do desempenho e ações das forças aerodinâmicas de uma turbina eólica vertical do tipo Darrieus com pás retas. Os princípios básicos aplicados à teoria para predição do desempenho do rotor são transferidos para o código DFC, aliando as correlações entre as características do escoamento geométrico e a quantidade dinâmica. Pelas análises da distribuição instantânea do coeficiente de torque e dos relativos ângulos de ataque, como uma função de posição azimutal, para uma pá singular do rotor, as características do escoamento foram investigadas para diversos valores de velocidade, comparados com valores do coeficiente de pressão. Nos resultados obtidos se apresentou reduções de ângulos de ataque relativos de pás, passando de baixos para altos valores de torque sobre o rotor. Apesar da média de potência do motor ser mais baixa, o coeficiente local instantâneo excede o limite de Betz três vezes em cada revolução do rotor. Este fenômeno é, provavelmente, causado por um coeficiente repentino de pressão.

Wang et al. (2012) propôs uma análise do desempenho aerodinâmico de uma turbina vertical sujeita a variações de velocidades, no qual se utiliza o método RANS e modelo  $k - \epsilon$ . Dois campos de escoamento instável da turbina de eixo vertical foram simulados numericamente com diferentes velocidades de vento. Os resultados mostraram que a velocidade calculada na região de rotação da turbina eólica é muito maior do que o escoamento do ar a montante. Na região traseira da turbina verificam-se massas de ar rotativas. Quanto à velocidade de rotação, não há alteração com o aumento da velocidade do vento.

Bhutta et al. (2012) apresentou um trabalho sobre as turbinas de eixo vertical, mostrando que este tipo de turbina possui um mercado promissor, apresentando todos os modelos com suas vantagens e limitações. Principalmente, as Turbinas Darrieus e Savonius com todas as variações existentes nas mesmas. Mostrou nos estudos ao decorrer do artigo que estas turbinas possuem viabilidade por diversos motivos como: grande potencial eólico disponível, retorno rápido do investimento e potência maximizada. Da mesma forma, Dobrev e Massouh (2011) mostram um estudo do escoamento através de uma turbina vertical Savonius. O rotor estudado apresenta altura e diâmetro praticamente equivalentes, o que exige um modelo 3D. O princípio da simulação utiliza variações de vento entre 9 e 15 m/s e analisa 6 principais posições com ângulos de  $0^\circ$ ,  $30^\circ$ ,  $60^\circ$ ,  $90^\circ$ ,  $120^\circ$  e  $150^\circ$ . Nestas condições, a turbulência no modelo  $k - \omega$  e DES permitem obter bons resultados. Utilizando DFC para o estudo da geometria da turbina Savonius, pode-se utilizar os resultados para qualificação do desenho das pás e da turbina. Para validação da simulação utiliza-se um procedimento experimental de investigação em túnel de vento.

Yao et al. (2012) apresentam uma avaliação de dois modelos dimensionais de turbina vertical, no programa FLUENT e em um algoritmo SIMPLEC, combinado com a tecnologia

de grade de deslizamento. Os dois métodos foram executados utilizando diferentes modelos de turbulência. Os resultados apresentaram a influência dos diferentes modelos no campo de velocidade e pressão em torno da turbina, porém interferindo significativamente no valor do torque total. O gradiente de velocidade e pressão é aparente em torno das pás de uma turbina eólica. O campo de velocidade e o campo de pressão do domínio computacional muda em diferentes tempos. Na velocidade constante do vento e rotação, o torque total da turbina vertical pode mudar periodicamente. Os resultados calculados proporcionam referência para desenho de uma turbina vertical em engenharia. Um modelo bidimensional de turbina eólica vertical de três pás foi estabelecido o escoamento bidimensional, campo instável da turbina, foi simulado numericamente para o modelo padrão  $k-\epsilon$  e o modelo de turbulência  $k-\epsilon$  RNG, com resultados similares para as opções testadas.

## 1.6 Organização do Trabalho

O presente trabalho encontra-se dividido em seis capítulos, O capítulo 1 contém a introdução do trabalho, onde são expostos o objetivos, além de uma revisão bibliográfica da literatura relacionada com turbinas eólicas dando uma perspectiva da evolução das turbinas ao longo dos anos e dos estudos relacionados diretamente com o objetivo deste trabalho.

No capítulo 2 apresenta-se a teoria do método computacional implementado, passando por um breve histórico da dinâmica de fluidos computacional, modelo matemático e o desenvolvimento das equações de transporte para modelos de turbulência.

O capítulo 3, Contem as especificações da bancada de teste, calibração e especificação dos procedimentos dos testes experimentais, apresentando-se os resultados dessa análise.

No Capítulo 4 foi desenvolvido um modelo numérico analítico para a obtenção do coeficiente de potência apresentando-se os resultados e comparação com o método experimental.

No Capítulo 5, apresentam-se as simulações numéricas em regime permanente, transitório e as simulações numéricas com dados de entrada experimentais, comparando o resultado com os resultados da simulação com o resultado do ensaio experimental.

Finalmente, no Capítulo 6, apresentam-se as conclusões gerais obtidas, além das recomendações para trabalhos futuros.

## Capítulo 2

# Dinâmica dos Fluidos Computacional e Modelo Matemático

A Dinâmica dos Fluidos Computacional (DFC), tem se tornado uma eficiente ferramenta para análise e projeto de rotores de turbomáquinas com base na descrição detalhada do campo de escoamento, onde outras grandezas globais, como perdas, potências, momentos, etc. também são determinados. Sendo assim, serão utilizados programas comerciais (Fluent® e CFX®) para o cálculo do comportamento do rotor eólico de pás dobráveis. Entretanto é importante conhecer a teoria fundamental da Dinâmica dos Fluidos Computacional, com objetivo de quantificar as vantagens e limitações dos métodos numéricos.

## 2.1 Histórico da Dinâmica dos Fluidos Computacional

A formulação diferencial para a representação de um campo de escoamento 2D, foi estabelecido por Leonhard Euler (1707-1783) que propôs as equações de Euler do escoamento, que descrevem a conservação da quantidade de movimento de um fluido não viscoso e a conservação da massa. Euler também propôs a teoria potencial com base na definição de função corrente e função potencial. Claude Louis Marie Navier Henry (1785-1836) e George Gabriel Stokes (1819-1903) introduziram o termo de transporte viscoso nas equações de Euler, que resultou na equação de Navier-Stokes, sendo esta a base da Dinâmica dos Fluidos Computacional (DFC) moderna. Neste trabalho, será utilizada a sigla DFC, ao invés de CFD (Computational Fluid Dynamics).

Lewis Fry Richardson (1881-1953) pode ser considerado o pioneiro da Dinâmica dos Fluidos Computacional moderna. Em 1917 tentou prever o tempo numericamente através da resolução de equações diferenciais parciais, mesmo não obtendo sucesso, foi considerado o trabalho que deu início à DFC. Enormes requisitos de cálculo do seu modelo levaram Richardson a propor uma solução que a chamou forecast-factory. Esta ideia teria enchido um estádio grande,

com 64.000 pessoas, cada uma de posse de uma calculadora mecânica, que iriam realizar parte do cálculo. Um líder no centro, usando sinais luminosos coloridos e comunicação telegráfica coordenaria a previsão do tempo.

Geoffrey Ingram Taylor (1886-1975) desenvolveu a teoria estatística de turbulência e a microescala de Taylor (escala de comprimento) usada para caracterizar a energia do escoamento turbulento. Andrey Nikolaevich Kolmogorov (1903-1987) definiu as escalas ou micro escalas de Kolmogorov e o espectro de energia universal. A sugestão de Kolmogorov foi de que as estruturas da turbulência só podem evoluir de modo que a vorticidade se concentre em escalas cada vez menores, mas que ocupam todo o espaço, até que os efeitos viscosos dominem totalmente e a energia cinética do movimento turbulento tornando-se energia interna do escoamento, na forma de calor. George Keith Batchelor (1920-2000), contribuiu para a teoria da turbulência homogênea.

A Primeira solução numérica para escoamento em torno de um cilindro foi obtida em 1933, por Alexander Thom (Thom, 1953). Em 1953, Mitutosi Kawaguti (Kawaguti, 1953) obtém uma solução para o escoamento em torno de um cilindro usando uma calculadora mecânica de mesa, trabalhando 20 horas por semana por 18 meses. Richard Courant (1888- 1972), Kurt Friedrichs (1901-1982) e Hans Lewy (1904-1988) revolucionaram a teoria dos métodos numéricos para a resolução de equações diferenciais. Durante a década de 1960, a divisão de estudos teóricos de Los Alamos (Estados Unidos) contribuiu com muitos métodos numéricos que ainda são utilizados, tais com: particle-In-Cell (PIC), marker-and-Cell (MAC), vorticity-stream function methods, arbitrary Lagrangian-Eulerian (ALE) e k-e turbulence model.

Durante a década de 1970, o grupo de trabalho sob a direção de Dudley Brian Spalding, no Imperial College (Londres), desenvolveram códigos de DFC como: parabolic flow (GENMIX), vorticity-stream function, SIMPLE algorithm e o TEACH code. Em 1980, Suhas V. Patankar publicou *Numerical Heat Transfer and Fluid Flow*, um dos livros mais influentes em DFC.

Até os anos de 1970 as soluções em DFC eram baseados nas equações de Euler 2D, utilizando método da marcha no tempo para capturar altos números de Mach e ondas de choque.

A ampla utilização desse método possibilitou estender para casos 3D, porém a capacidade computacional existente somente permitia a solução de malhas grosseiras devido à capacidade de armazenamento em memória. A mudança das soluções utilizando a equação de Euler para as equações de Navier-Stokes possui forte dependência computacional, fator alcançado em meados dos anos de 1980, impulsionando inúmeros estudos, onde efeitos viscosos foram considerados, como também os tensores de Reynolds baseados em médias temporais das flutuações, conhecidas como Reynolds Averaged Navier-Stokes (RANS). Esse método proporcionava simulações menos onerosas onde a viscosidade turbulenta era calculada por modelos de turbulência com base em equações de transporte para a energia cinética de turbulência,  $k$ , e a dissipação de energia,  $\epsilon$ . Mais recentemente, os modelos aplicados em técnicas utilizando RANS, foram

substituídos por metodologias híbridas como o LES (Large Eddy Simulation) ou Simulação de Grandes Escalas, onde com base em filtros aplicados no espectro de energia de turbulência é possível simular os grandes turbilhões e modelar as menores estruturas destes.

A simulação direta das equações de Navier-Stokes usando o método DNS (Direct Numerical Simulation) resolve as equações de Navier-Stokes para todas as escalas da turbulência correspondente ao número de Reynolds considerado, até as escalas menores e dissipativas, representada pela escala de Kolmogorov. (Oliveira (2014))

## 2.2 Dinâmica dos Fluidos Computacional - DFC

As equações de conservação de Navier-Stokes foram formuladas no início do século XIX. Apesar de todos os progressos da matemática desde então, ainda não é possível resolver analiticamente as equações de Navier-Stokes para problemas reais de engenharia, os quais possuem domínios e condições de contorno complexas. Dependendo do tipo de problema a ser analisado, os métodos experimentais podem ser inviáveis ou apresentar custos muito elevados.

Dessa forma, recorre-se às técnicas computacionais para o estudo do escoamento. Isso implica em resolver as equações de Navier-Stokes numericamente com o intuito de se obter os campos de velocidades, pressões, densidades e de qualquer outra grandeza de interesse.

O avanço da computação digital nos últimos 30 anos forneceu uma terceira alternativa para as análises do campo de escoamento com base em técnicas numéricas de solução de equações diferenciais. Apesar de ser uma área relativamente nova, a DFC está em pleno desenvolvimento e expansão, antes utilizada apenas por pesquisadores, hoje é aplicada por profissionais das mais diversas áreas do conhecimento como engenharias, ciências da saúde, ciências biológicas, entre outras.

A DFC complementa estudos em que análises teóricas ou experimentais não são suficientes, por razões de complexidade, custo e tempo, possibilitando o entendimento dos fenômenos físicos envolvidos. A simulação numérica auxiliada pelos modernos computadores pode acelerar o desenvolvimento de um determinado projeto, por meio da redução do tempo gasto em ensaios de laboratório, com os diferentes parâmetros do problema a serem estudados. A DFC através de técnicas de visualização científica (pós-processamento) auxilia o entendimento da física do escoamento, permitindo ao projetista identificar os fenômenos do escoamento embutidos no grande volume de dados. A solução simulada ou modelada de problemas de engenharia pode ser integrada com programas de otimização de forma a realizar modificações nos protótipos virtuais até que seja alcançada uma determinada função-objetivo.

Esta metodologia de projeto otimizado permite racionalizar a produção de protótipos físicos e o planejamento de experimentos, por meio da redução do número de horas necessárias, por exemplo, em ensaios em túneis de vento.

Para que o fenômeno físico possa ser resolvido numericamente, torna-se necessário estabelecer um modelo matemático que represente tal fenômeno. Infelizmente, a realidade é complexa e aleatória, sendo impossível ter um modelo puramente matemático que resolva qualquer campo de escoamento (multifásico, discreto, mudança de fase, transitório, etc.), sem recorrer a modelos empíricos e semiempíricos para o fechamento das equações de conservação, para se ter uma representação realista do campo de escoamento, necessariamente tem que ter um modelo de turbulência que seja aferido para todas as situações de análise, entre tanto até agora não existe esse modelo capaz de resolver todos os problemas da mecânica dos fluidos.

De maneira análoga, as análises em DFC, estão fortemente relacionadas com a medida de discretização do campo de escoamento através das malhas computacionais, onde o pesquisador necessariamente deve conhecer as leis de parede e as teorias de camada limite para calcular os tamanhos e crescimento da malha. Este enfoque é pertinente com o grau de experiência do usuário.

Para a solução de problemas em DFC, algumas etapas devem ser executadas. A primeira etapa consiste na definição do problema, através da sua geometria. Programas comerciais auxiliares como ICEM-CFD®, SolidWorks®, AutoCAD®, Pro-Engineer®, CATIA®, BLa-deGEm®, SolidEdge® entre outros, permitem modelar qualquer geometria de um objeto no espaço bidimensional ou tridimensional.

A segunda etapa consiste na geração da malha computacional (estruturada ou não estruturada), numa terceira etapa são definidas as propriedades termodinâmicas, as condições de contorno, escolha do modelo de turbulência, definição de sistemas inerciais e não inerciais, entre outros. Na quarta, é realizada a obtenção da solução numérica com base na definição de critérios numéricos para a solução das equações diferenciais. Finalmente, uma quinta etapa, de pós-processamento permite visualizar a solução na forma local ou global através de gráficos, contornos e animações.

Para as simulações realizadas no presente trabalho, foram utilizados os seguintes programas comerciais: ICEM-CFD ®, para a geração da geometria e da malha computacional, e FLUENT ®, para a definição dos modelos de turbulência, esquemas de solução numérica, condições de contorno, e análise de resultados.

### 2.2.1 Modelo Matemático

Problemas de mecânica dos fluidos e de escoamento em turbomáquinas são caracterizados por princípios físicos que, quando representados matematicamente, resultam em equações do tipo diferencial, chamadas comumente de equações de conservação. Estas equações diferenciais aplicadas a sistemas não-inerciais (rotores de turbomáquinas) são as equações de conservação da massa e da quantidade de movimento associadas ao campo de velocidades relativas. Neste

trabalho, não é levada em consideração a equação de conservação da energia, por se tratar de um escoamento isotérmico.

### Equação de conservação da massa

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla \cdot \rho \vec{w} = 0 \quad (2.1)$$

No problema estudado, o primeiro termo da Equação (2.1) não é considerado pelo fato de o escoamento ser considerado incompressível.

### Equação de conservação da quantidade de movimento

$$\frac{\partial(\rho \vec{w})}{\partial t} + \nabla \cdot (\vec{w} \vec{w}) + \rho \left( 2\vec{\omega} \times \vec{w} + \vec{\omega}(\vec{\omega} \times \vec{r}_p) + \dot{\vec{\omega}} \times \vec{r}_p + \ddot{\vec{R}}_o \right) = -\nabla p + \nabla \cdot \vec{\tau} + \rho \vec{g} \quad (2.2)$$

Na Equação (2.2),  $\vec{w}$ ,  $\vec{\omega}$  e  $\vec{r}_p$  representam, respectivamente, a velocidade relativa, a velocidade angular e o vetor-posição de uma partícula de fluido escoando em um volume de controle não-inercial.  $\dot{\vec{\omega}}$ ,  $p$  e  $\ddot{\vec{R}}_o$  representam, respectivamente, a aceleração angular, a pressão estática e a aceleração de translação do volume de controle não-inercial em relação ao referencial inercial. Para turbomáquinas estacionárias (turbomáquinas fixadas numa estrutura sem movimento de translação),  $\ddot{\vec{R}}_o = 0$ . Todos os termos da Equação (2.2) representam força por unidade de massa, portanto,  $\rho \vec{g}$  é a força gravitacional por unidade de massa.  $2 \vec{\omega} \times \vec{w}$ ,  $\vec{\omega}(\vec{\omega} \times \vec{r}_p)$  e  $\dot{\vec{\omega}} \times \vec{r}_p$  representam, respectivamente, forças por unidade de massa associadas às acelerações de Coriolis, normal (ou centrípeta) e tangencial.  $\vec{\tau}$  é o tensor das tensões viscosas, representado por

$$\vec{\tau} = \mu \left[ (\nabla \vec{w} + \nabla \vec{w}^T) - \frac{2}{3} \nabla \cdot \vec{w} I \right] \quad (2.3)$$

onde  $\mu$  é a viscosidade molecular ou dinâmica e  $I$  é o tensor unitário (ANSYS, Inc., 2014). Ao usar a condição de incompressibilidade, o tensor das tensões viscosas,  $\vec{\tau}$ , Equação(2.3), também pode ser representado por

$$\vec{\tau} = \mu \left( \frac{\partial \omega_i}{\partial x_j} + \frac{\partial w_j}{\partial x_i} \right) \quad (2.4)$$

Onde o divergente deste tensor é dado por

$$\frac{\partial \tau_{ij}}{\partial x_j} = \mu \frac{\partial^2 w_i}{\partial x_j^2} \quad (2.5)$$

Na Equação (2.3), o primeiro termo do lado esquerdo é nulo, por se tratar de escoamento relativo permanente.

Em situações onde os fenômenos físicos são caracterizados como transitorios, soluções permanentes não poderão ser utilizadas, sendo necessário considerar a variação temporal da velocidade ou a aceleração local.

## 2.3 Modelos de Turbulência

Para resolver adequadamente um problema de engenharia, deve-se utilizar um modelo matemático que descreva a geração e dissipação de energia dada pela turbulência e seja equivalente ao problema real e que leve em consideração todos os aspectos físicos relevantes sendo necessário ter uma compreensão apropriada do fenômeno. A turbulência é um evento dinâmico caótico e se mantém como um dos problemas físico não linear e estocástico. Entre tanto as soluções numéricas dos modelos de turbulência geralmente são determinísticos, onde correlações empíricas e semi empíricas permitem a solução do problema.

O escoamento turbulento tem características onde as variáveis de velocidade, pressão, temperatura, entre outras, flutuam em pequena ou grande magnitude no espaço temporal. Simular todas estas estruturas de vórtices em detalhes seria muito complicado do ponto de vista computacional, é por isto que se utilizam equações medias no tempo.

Entre os modelos clássicos de turbulência que existem, pode-se citar:

- Algébricos (Cebeci-Smith e Baldwin-Lomax);
- De uma equação (Prandtl e Spalart-Allmaras);
- De duas equações ( $k - \varepsilon$  e  $k - \omega$ ), com base no calculo dos tensores de Reynolds(RANS);
- Reynolds Stress Model (RSM), com base no calculo independente dos tensores;
- Direct Numerical Simulation (DNS);
- Large Eddy Simulations (LES);
- Detached Eddy Simulations (DES);

Como se pode observar, existem vários modelos de turbulência, mas nenhum é universalmente aceito como o melhor em todas as aplicações. Dependendo do problema, um modelo de turbulência pode ter um desempenho superior ou inferior em relação à precisão ou custo computacional.

A predição, da turbulência esta associada com a viscosidade turbulenta que é obtida através dos modelos, sendo quantificada a dissipação da energia quando adicionada a viscosidade dinâmica ou padrão.(Suarez (2012))

No presente trabalho sera adotado o modelo de turbulência k-ε.

### 2.3.1 Equações de transporte para o modelo de turbulência k-ε

É possível obter soluções aproximadas da turbulência através da modelagem das médias de Reynolds (RANS Reynolds averaged Navier-Stokes). Nessa técnica, via médias de Reynolds, é considerado que toda variável dependente, escalar ou vetorial, pode ser decomposta em duas partes: média temporal e flutuante; como por exemplo, o campo de velocidades relativas:

$$w_i(x_i, t) = \bar{w}_i(x_i) + w_i'(x_i, t) \quad (2.6)$$

Sendo,

$$\bar{w}_i(x_i) = \lim_{T \rightarrow \infty} \frac{1}{T} \int_0^T w_i(x_i, t) dt \quad (2.7)$$

onde  $x_i$  são as coordenadas espaciais,  $(x, y, z)$ ,  $T$  é uma média de um intervalo que deve ser suficientemente amplo para de capturar todas as escalar de flutuações.

Ao substituir as médias mais as flutuações do campo de velocidades, Equação (2.6), nas equações de conservação da massa e quantidade de movimento (Equações de Navier-Stokes) podem se obtidas as novas equações de transporte onde surgem os tensores das médias de Reynolds, Equação (2.10).

Assim da Equação de conservação da massa, para escoamento incompressível:

$$\frac{\partial \bar{w}_i}{\partial x_i} = 0 \quad (2.8)$$

Equação de conservação da quantidade de movimento, se obtem que a aceleração apa-

rente,  $a_{apar}^{\vec{}}$ , para uma turbomáquina estacionária,  $\ddot{R}_o$ , com velocidade angular (rotação) constante,  $\omega = 0$ , é reduzida a:

$$a_{apar}^{\vec{}} = 2\vec{\omega} \times \vec{w} + \vec{\omega} \times (\vec{\omega} \times \vec{r}_p) \quad (2.9)$$

Portanto, considerando escoamento relativo permanente para um sistema não inercial, a Equação (2.2) torna-se, para as grandezas médias:

$$\rho \bar{w}_j \frac{\partial \bar{w}_i}{\partial x_j} + \rho (a_{apar_i}) = -\frac{\partial \bar{p}}{\partial x_i} + \mu \frac{\partial^2 \bar{w}_i}{\partial x_j^2} - \rho \frac{\partial}{\partial x_j} \bar{w}_i' \bar{w}_j' + \rho \vec{g} \quad (2.10)$$

Onde o tensor de Reynolds é dado por:

$$\tau_t = -\rho \bar{w}_i' \bar{w}_j' \quad (2.11)$$

Geralmente, a parte turbulenta e a tensão viscosa são agrupadas. Assim, a tensão geral ou total é representada por

$$\tau_{gij} = -\rho \bar{w}_i' \bar{w}_j' + \mu \left( \frac{\partial \bar{w}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \bar{w}_j}{\partial x_i} \right) \quad (2.12)$$

O tensor de Reynolds,  $\tau_t$ , pode ser modelado de forma apropriada utilizando a hipótese de Boussinesq. Pode ser representado em função de uma viscosidade turbulenta,  $\mu_t$ :

$$-\rho \bar{w}_i' \bar{w}_j' = \mu \left( \frac{\partial \bar{w}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \bar{w}_j}{\partial x_i} \right) - \frac{2}{3} \left( \rho k + \mu_t \frac{\partial w_k}{\partial x_k} \right) \delta_{ij} \quad (2.13)$$

Onde  $k$  é a energia cinética turbulenta e  $\delta_{ij}$  é o operador Delta de Kronecker.

A viscosidade turbulenta,  $\mu_t$ , é obtida através de modelos de turbulência que têm como base a determinação do tensor de Reynolds (*RANS Reynolds averaged Navier-Stokes*).

O modelo de turbulência escolhido, neste trabalho de pesquisa foi o  $k - \varepsilon$  padrão, amplamente recomendado para problemas similares segundo pesquisado na bibliografia, segundo Launder e Spalding (1972) é um modelo semi-empírico baseado nas equações do modelo de transporte para a energia cinética turbulenta ( $k$ ) e taxa de dissipação ( $\varepsilon$ ). A equação do modelo

de transporte para  $k$  é derivada da equação exata de Navier-Stokes, enquanto a equação de modelo de transporte para  $\varepsilon$  foi obtida usando raciocínio físico e sustenta pouca semelhança com a outra matematicamente exata.

Na dedução do modelo  $k - \varepsilon$  supõe-se que o escoamento é completamente turbulento e que os efeitos da viscosidade molecular são desprezíveis. Assim, o modelo  $k-\varepsilon$  padrão só é válido para escoamentos completamente turbulentos, como é o caso do escoamento analisado neste trabalho.

É possível desenvolver equações de transporte similares as da quantidade de movimento, com base nos termos transitórios, convectivo e difusivo, para as variáveis escalares da energia cinética de turbulência  $k$  e viscosa  $\varepsilon$  (Bradshaw (1987)).

A viscosidade turbulenta no modelo  $k - \varepsilon$  esta dado pela seguinte equação:

$$\mu_t = \rho C_\mu \frac{k^2}{\varepsilon} \quad (2.14)$$

O padrão do modelo  $k - \varepsilon$  tem duas equações escalares; uma para  $k$  e outra para  $\varepsilon$ .

A energia cinética turbulenta,  $k$ , e sua taxa de dissipação,  $\varepsilon$ , são obtidas das equações de transporte a seguir:

$$\frac{\partial(\rho k)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho k u_i)}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \left( \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + G_k + G_b - \rho \varepsilon - Y_M \quad (2.15)$$

$$\frac{\partial(\rho \varepsilon)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho \varepsilon u_i)}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \left( \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right] + C_{1\varepsilon} + \frac{\varepsilon}{k} (G_k + C_{3\varepsilon} G_b) - C_{2\varepsilon} \rho \frac{\varepsilon^2}{k} \quad (2.16)$$

Onde  $G_k$  representa a geração de energia cinética turbulenta em decorrência dos gradientes de velocidade média;  $G_b$  é a geração de energia cinética turbulenta em consequência das flutuações das velocidades;  $Y_M$  representa a contribuição na taxa de dissipação total devido à variação volumétrica para o caso compressível;  $C_{1\varepsilon}, C_{2\varepsilon}$  e  $C_{3\varepsilon}$  são constantes; e  $\sigma_k$  e  $\sigma_\varepsilon$  são os números de Prandtl turbulentos para  $k$  e  $\varepsilon$ , respectivamente.

Às constantes  $C_{1\varepsilon}, C_{2\varepsilon}, C_\mu, \sigma_k$  e  $\sigma_\varepsilon$  foram atribuídos os seguintes valores por Launder e Spalding (1972):  $C_{1\varepsilon} : 1.44, C_{2\varepsilon} : 1.92, C_\mu : 0.09, \sigma_k : 1.0$  e  $\sigma_\varepsilon : 1.3$ .

Estes valores foram determinados a partir de experimentos com os mais variados escoamentos em dutos sob pressão e de superfície livre.

## Capítulo 3

# Testes Experimentais do Protótipo Ducetti Eolic Converter (DEC)

O ensaio experimental da turbina eólica de eixo vertical, Dulcetti Eolic Converter, foi desenvolvido, graças ao apoio financeiro de Furnas através do edital *P& D-EÓLICAS ANEEL PD 0394 1259/2013*, titulado: ***Aplicabilidade de nova tecnologia de extração de energia do vento para turbina eólica vertical, utilizando pás dobráveis e articuladas***, e contra partida pelos institutos de recursos naturais e da engenharia mecânica da UNIFEL.

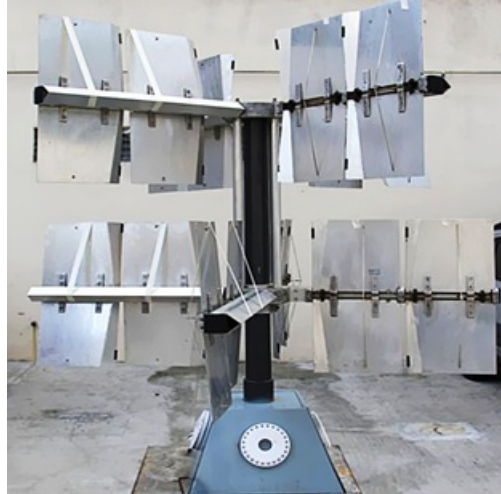
O projeto tem como objetivos gerais:

- Avaliar técnica e comercialmente a aplicabilidade da nova tecnologia, já patenteada pelo engenheiro Flavio Dulcetti, através da extração de energia eólica aplicada em aero- geradores verticais utilizando pás articuladas.
- Comprovar o grau de eficiência desta tecnologia.

Com base nos objetivos do projeto, se estabeleceu a proposta da realização deste trabalho de tese, o qual inclui os testes experimentais da turbina, com a finalidade de determinar as curvas de comportamento, para avaliar a aplicabilidade da nova tecnologia, como também para a validação das análises analíticas e numéricas com fins técnicos e acadêmicos.

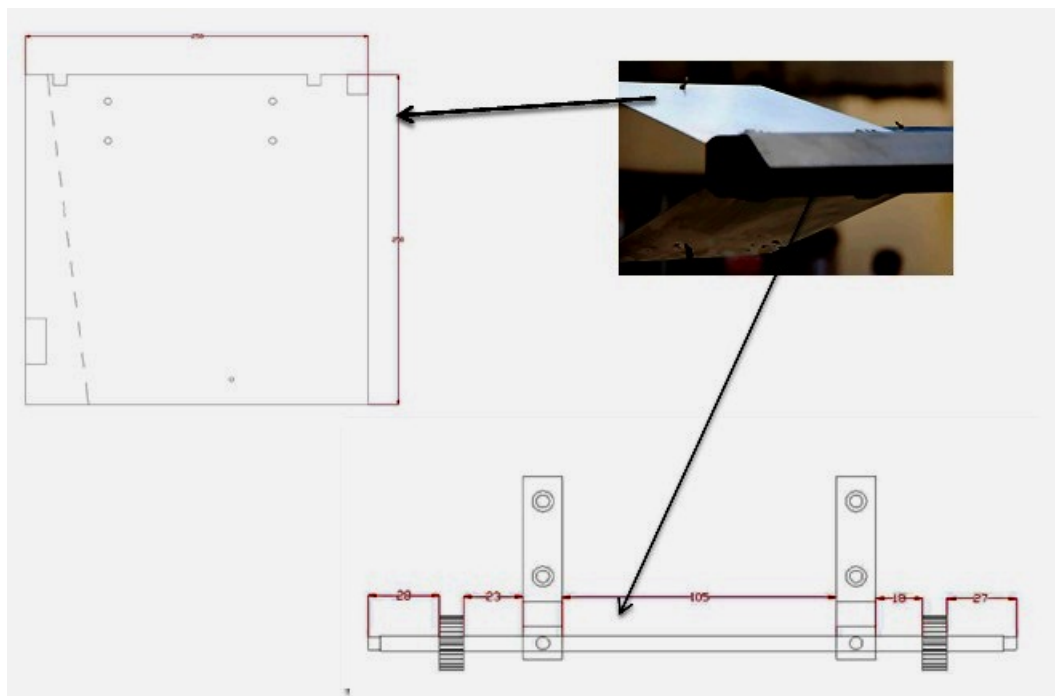
### 3.1 Definição e Especificação do Prototipo DEC

A turbina eólica vertical Dulcetti Eolic Converter (DEC), tem como principal característica estar composta por placas aerodinâmicas que se abrem e fecham alternadamente pela ação do vento frontal, produzindo momento no eixo vertical, durante o percurso as placas fechadas com sentido contrário ao vento geram menores forças de arrasto. A Fig. 3.1, mostra o protótipo da DEC, construído com dois rotores empilhados no eixo vertical.



**Figura 3.1:** Protótipo DEC Dulcetti Eolic Converter instalado

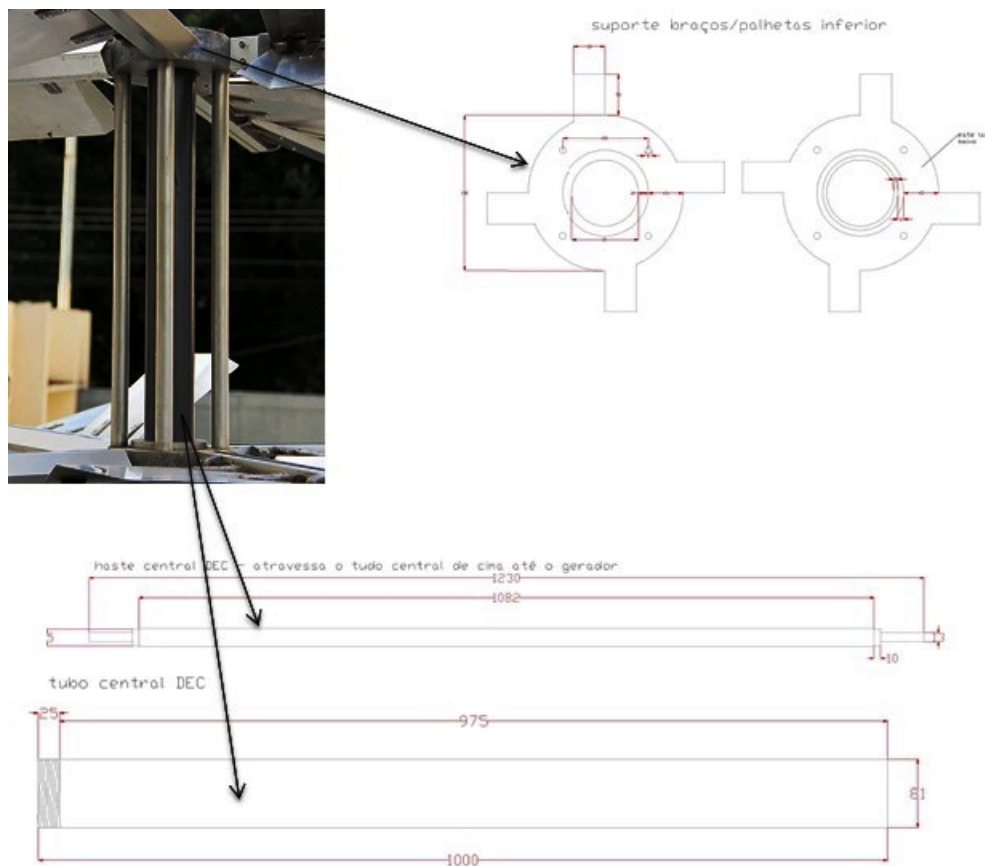
As placas são constituídas por duas superfícies aerodinâmicas que se abrem simultânea e simetricamente, uma para cima e outra para baixo, pela ação do vento frontal e que se fecham, progressivamente pela ação do vento em seu dorso, se encontrando como se fossem uma superfície aerodinâmica só na horizontal, como mostra a Fig. 3.2.



**Figura 3.2:** Desenho detalhado do suporte dos painéis e dos painéis de embandeiramento  
**Fonte:** Relatório Técnico III, P&D-EÓLICAS ANEEL P&D 0394 1259/2013

Nesse sentido, existem dois lados distintos para a transformação de energia: ação, quando as placas estão total ou parcialmente abertas, e tangenciais, quando o sentido da direção do escoamento, e de arrasto, quando as placas estão no ciclo de embandeiramento, resultando uma força produzida unicamente pela camada limite.

Cada pá é composta por duas placas planas fixas a um eixo horizontal, como mostra a Fig. 3.3 com rolamentos nas extremidades do eixo, sendo que entre os dois eixos horizontais paralelos que ficam próximos um do outro existe uma ou mais engrenagens, dependendo da dimensão do eixo, para interligar o movimento da placa superior com a placa inferior fazendo com que, abram e fechem sempre com movimento simétrico, quando a placa inferior se movimenta pela ação do vento a mesma desce e se abre, quase para a posição vertical, funcionando como contrapeso para a placa superior que está se abrindo e subindo simetricamente com a inferior pela ação da engrenagem entre os eixos.



**Figura 3.3:** Desenho detalhado do suporte central e dos braços da DEC Dulcetti Eolic Converter

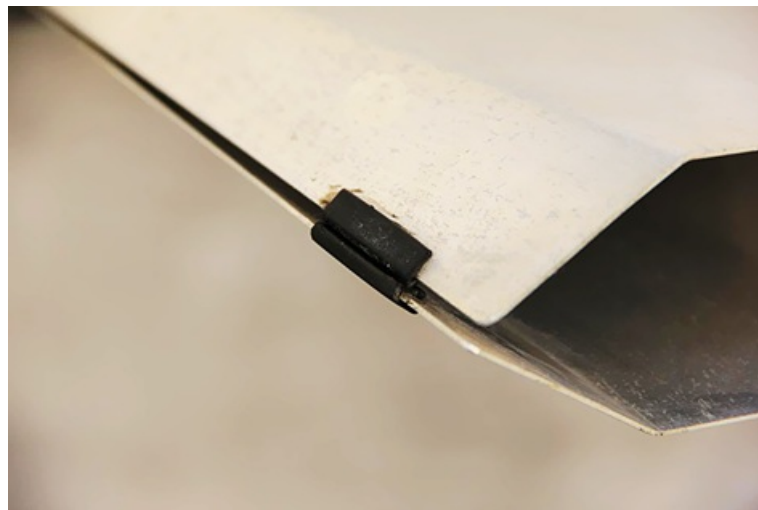
**Fonte:** Relatório Técnico III, P&D-EÓLICAS ANEEL P&D 0394 1259/2013

As pás são fixadas aos braços da cruzeta que gira sobre um eixo e quatro barras verticais. Cada braço poderá receber um ou mais conjuntos de painéis aerodinâmicos posicionados na direção radial. Este arranjo também permite empilhar mais rotores dependendo dos níveis de cruzetas.

As superfícies aerodinâmicas das placas tem um ângulo em suas bordas laterais, de tal forma a permitir que elas se abram para aproveitar efetivamente o vento incidente e se fechem logo ao entrar no ciclo de embandeiramento. Na Fig. 3.4, mostra o ângulo lateral da pá com batentes de borracha para amortecer o impacto no fechamento da pá.

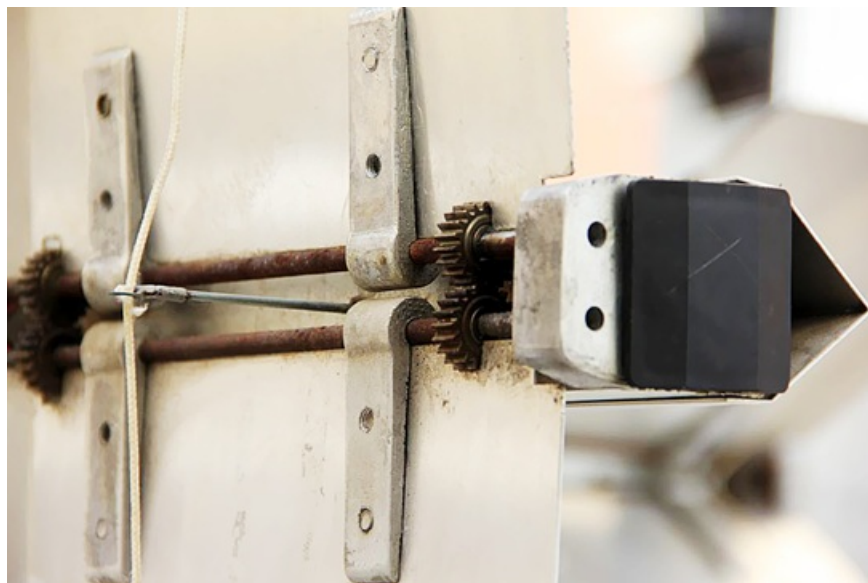
Cada pá é exclusivamente movimentada pela ação do vento e não possui nenhum sistema

mecânico de interdependência entre as partes de um mesmo braço, nem entre as placas (Vide Fig. 3.5).



**Figura 3.4:** Detalhes de angulação nas placas

**Fonte:** Relatório Técnico III, P&D-EÓLICAS ANEEL P&D 0394 1259/2013



**Figura 3.5:** Engrenagem da DEC Dulcetti Eolic Converter

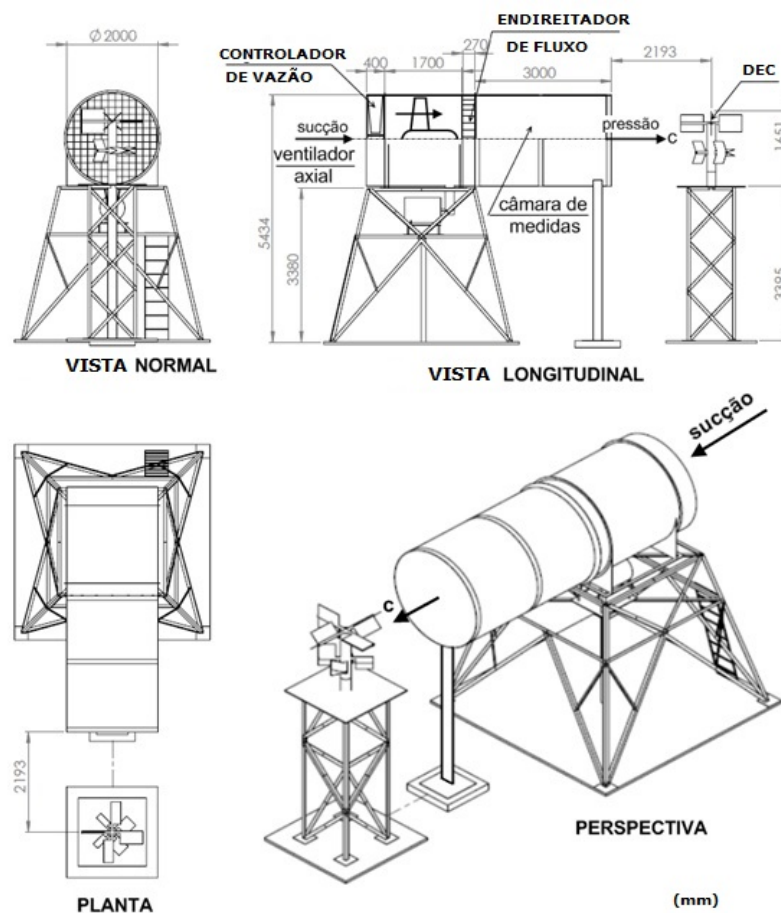
**Fonte:** Relatório Técnico III, P&D-EÓLICAS ANEEL P&D 0394 1259/2013

Uma vantagem deste sistema mecânico, tipo borboleta sincronizada através de engrenagem, é que as partes tanto para abrir como para fechar, independem de sua massa ou do material que forem construídos, pois possuem sempre peso zero em relação ao trabalho do vento para abri-los ou fechá-los devido à função de contra-peso de cada parte da placa.

## 3.2 Definição e Especificação da Bancada de Teste

O banco de ensaios de turbinas eólicas da UNIFEI foi reformado para a realização destes ensaios. Foram modernizados os sistemas de medição de vazão, pressão, torque e velocidade, como também os motores de acionamento dos ventiladores axiais, que além de utilizar inversores de frequência foram restaurados em vista do longo tempo sem operação.

Na Fig. 3.6 se mostra a composição do banco de ensaio, assim como também as diferentes vistas e localização de cada um dos componentes e suas dimensões principais.



**Figura 3.6:** Banco de ensaio do Campus da UNIFEI  
**Fonte:** Zulcy de Sousa, Testes e ensaio da DEC endicon

O banco de ensaios tem um ventilador axial, com diâmetro externo de 2m, acionado por correia por um motor elétrico trifásico de Potência elétrica de 125cv ( 92kW ) ; 220V.

### 3.2.1 Instrumentação e Equipamentos

O objetivo principal do ensaio no protótipo DEC, é a medição do torque, rotação e a velocidade do vento, assim como também as condições ambientais para obter as características do ar, com a finalidade de obter o coeficiente de potência.

Nesta seção serão descritos de forma sucinta os métodos de medição e instrumentação que foram utilizados no trabalho.

- Anemômetro sônico

A medição da velocidade foi realizada com o anemômetro sônico modelo Windsonic: Ultrasonic Wind sensor da Gill Instrument com uma faixa de medição: de 0,4 a 30 m/s e uma resolução: 0,1 m/s. Para aquisição da velocidade, neste instrumento foi utilizado o programa WindView também da Gill Instrument. A Fig. 3.7 mostra o anemômetro sônico modelo Windsonic instalado na bancada de teste.



**Figura 3.7:** Sensor de velocidade do ar em escoamento

- Anemômetro termo Flexível

Para verificação da velocidade nas proximidades do protótipo foi utilizado o anemômetro Flexible Thermo-Anemometer, mostrado na Fig. 3.8, com uma faixa de medição: de 0,6 a 30 m/s e uma resolução: 0,01.

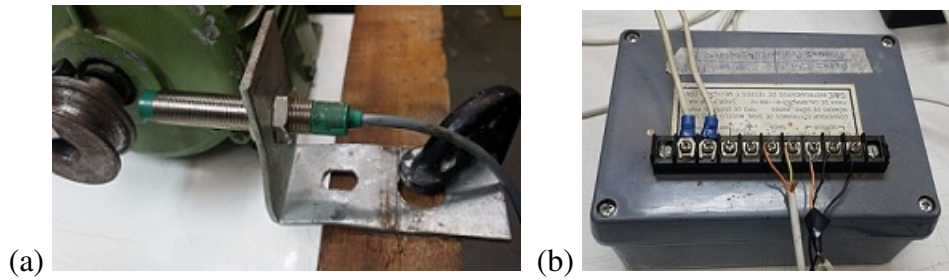


**Figura 3.8:** Anemômetro Flexible Thermo-Anemometer

- Sensor de Rotação

Foi utilizado para verificação da rotação em *rpm* no eixo do protótipo um sensor tipo indutivo com um módulo conversor eletrônico para sinal analógico de 4 a 20mA necessário para aquisição, como mostrado na Fig. 3.9

Este sistema mostrado nas Fig. 3.9 proporcionou a medição de velocidade de rotação no eixo da DEC em alta velocidade, devido as baixas rotações da DEC nos ensaios também foi utilizada outra opção de sistema para verificação das rotações.



**Figura 3.9:** Sensor Indutivo PNP 12V (a), Módulo de conversão modelo CES105 (b)

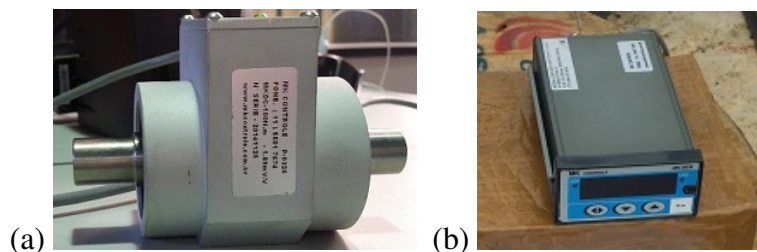


**Figura 3.10:** Tacômetro portátil TD-813

O tacômetro da Fig. 3.10, utilizado para medição da rotação por contato no eixo ou polia da DEC, bem como por contato na polia do gerador elétrico, o tacômetro tem uma precisão de 0,05+1dígito, uma faixa de medição de 0,5 a 19999 rpm e uma resolução de 0.1 rpm

- Sensor de torque com indicador

Para determinação do torque no eixo da DEC foi utilizado um torquímetro, Fig. 3.11, com faixa de medição de 0 a 100 (N.m) com certificado de calibração fornecido pelo fabricante e indicador do torque. Existe a possibilidade de leitura do torque em N.m diretamente no display do indicador mostrado na Fig. 3.11, e também o opcional de saída do sinal analógico de 4 a 20 mA ao sistema de aquisição de dados.



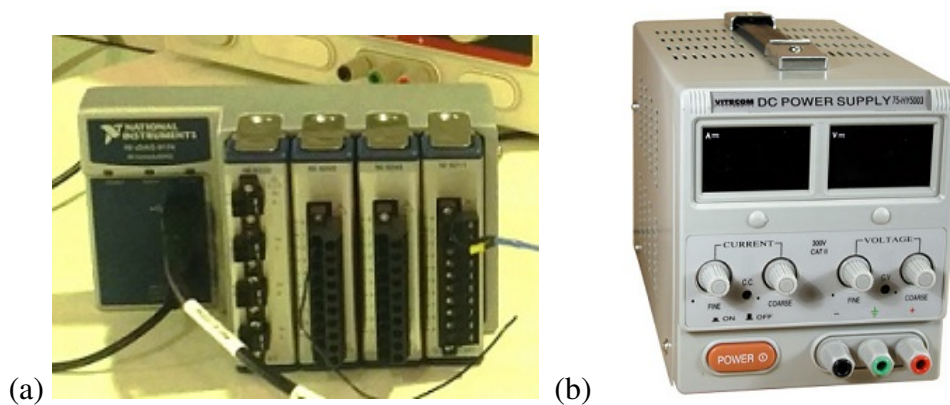
**Figura 3.11:** (a) Sensor para medição de torque, (b) Indicador do sensor de medição de torque

- Sistema de aquisição de dados

O sistema de aquisição de dados, responsável pela interligação de todos os sinais fornecidos pela instrumentação da bancada de ensaio são interpretados no programa LabView

e WindView, para monitoramento e aquisição dos dados. Este sistema é composto pelos seguintes itens:

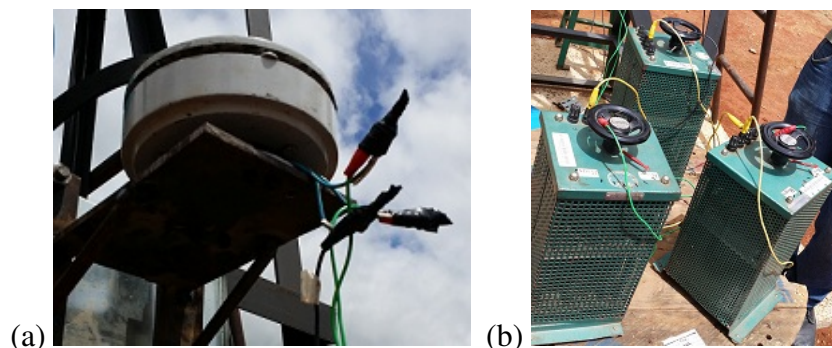
- Placa de aquisição da National Instrument mostrada na Fig. 3.12 composto por quatro módulos de entrada, tensão, corrente, temperatura e comando, para ligação das instrumentações.
- Fonte de alimentação variável de 0 a 30 V, utilizada para energização das instrumentações, Fig. 3.12.
- Notebook para interlogação com o sistema de aquisição de dados, monitoramento do WindView e desenvolvimento da programação em Labview.



**Figura 3.12:** Placa de aquisição de dados(a), Fonte de alimentação variável (b)

- Sistema de frenagem da DEC

Para fazer a frenagem da DEC, foi utilizado um gerador elétrico trifásico de 12Vac mostrado na Fig. 3.13, com rotação nominal em torno de 450 rpm, aplicando a carga através de resistências elétricas variáveis de 0 a 8 ohm, Fig. 3.13.



**Figura 3.13:** Gerador elétrico trifásico (a) , Resistencias variáveis (b)

### 3.2.2 Calibração dos Equipamentos

Os equipamentos de medição foram previamente calibrados utilizando as seguintes metodologias.

- Calibração do sensor de rotação

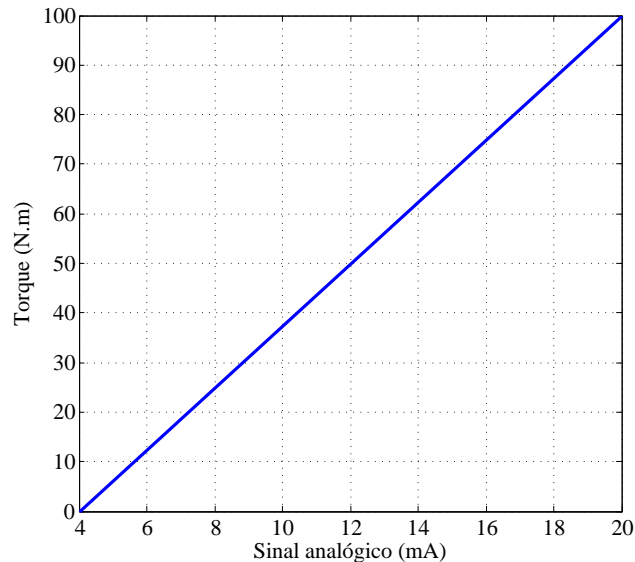
O sensor de rotação foi calibrado em uma bancada com um inversor de frequência e um motor elétrico como mostrado na Fig. 3.9, obtendo os valores de corrente para cada rotação foi calculada a seguinte equação da calibração 3.1:

$$y = 683,19x - 2748,4 \quad (3.1)$$

Onde  $y$  representa os valores de rotação e  $x$  os valores de corrente adquiridos pelo sensor.

- Calibração do sensor de torque

A curva de calibração do sensor de torque com faixa de medição de 0 a 100 (N.m) com certificado foi fornecido pelo fabricante, como mostrado na Fig. 3.14



**Figura 3.14:** Gráfico de Calibração do sensor de torque

- Calibração do ventilador da bancada de teste

Para determinar o campo de velocidade absoluta do ventilador axial e a posição específica do anemômetro sônico, para o cálculo da velocidade média, foram realizados vários testes para o levantamento do perfil da velocidade do escoamento na seção transversal do túnel a jusante do ventilador axial. Foram registradas e comparadas as leituras com base em

três instrumentos: tubo de Prandtl, anemômetro sônico e anemômetro portátil (de rotor). As sondas foram movimentadas de, próxima da parede até uma varredura máxima de 400 (mm), com base no seguinte roteiro:

1. Fixar o Tubo de Prandtl na sua posição mais perto da parede do túnel, a qual foi considerada sua posição 0;
2. Ligar o computador e verificar a precisão dos sensores de pressão total (conectado diretamente na saída do Tubo de Prandtl), e sensor de pressão estática (conectado diretamente no tubo);
3. Acionar o ventilador com o Sistema de Controle de Vazão (SCV) na posição de máxima velocidade (totalmente aberto);
4. Esperar estabilizar o escoamento, ativar a aquisição dos dados, por aproximadamente 2 minutos;
5. Movimentar o SCV para posição 2 (metade da capacidade), e repetido o passo 4;
6. Movimentar o SVC para a posição 3 (quase final da capacidade), e repetir o passo 4;
7. Uma vez realizada a medição para as três vazões, modificar a posição do tubo para 50 (mm) e repetir os passos 3, 4, 5 e 6, ate chegar à posição máxima de 400 (mm).

Os resultados deste teste são apresentados na Tabela 3.1 onde se mostra uma variação significativa dos valores para cada posição com a mesma vazão.

**Tabela 3.1:** Valores médios do Teste com Tubo de Prandtl

Posição	SVC 1	SVC 2	SVC 3
5	8,807512	7,793146	5,230595
10	9,550244	8,157005	5,158768
15	9,47397	7,327338	4,60173
20	9,703486	7,031737	5,058035
25	10,29414	7,043356	5,438631
30	10,84429	7,448751	5,870999
35	10,92933	7,417077	6,154632
40	10,30083	7,025736	5,585804

Posteriormente o mesmo teste foi realizado com o anemômetro sônico Wind Sonic da Gill Instrument . Foram obtidos os resultados mostrados na Tabela3.2, realizando a varredura com o anemômetro sônico a partir de 17 (cm) até 100 (cm) da parede do túnel, o que permitiu determinar com maior confiabilidade o valor da velocidade média para cada abertura do sistema de controle de vazão.

**Tabela 3.2:** Varredura com anemômetro entre 17 e 100 (cm)

<b>Posição (cm)</b>	<b>SCV 1</b>	<b>SCV 2</b>	<b>SCV 3</b>	<b>SCV 4</b>	<b>SCV 5</b>
<b>17</b>	18,11461	15,4076	10,34214	8,139661	4,115817
<b>22</b>	18,62843	15,81453	8,592088	7,191778	4,159136
<b>28</b>	18,76439	15,77614	8,789318	7,159476	4,136748
<b>34</b>	18,57495	14,32219	7,086727	5,829739	3,713258
<b>40</b>	16,90836	13,21761	5,690877	4,646932	3,81
<b>50</b>	13,78717	9,672549	3,742286	3,224524	4,312162
<b>60</b>	9,65806	6,983836	1,589848	3,441356	3,588647
<b>70</b>	7,231263	4,756947	1,945053	3,884184	3,294479
<b>80</b>	5,599259	3,283673	2,946869	4,573367	2,898704
<b>90</b>	4,028	2,65561	3,407184	5,054624	2,698917
<b>100</b>	3,388384	2,193191	3,736056	5,5386	2,956087
<b>Media (m/s)</b>	<b>12,2439</b>	<b>9,46217</b>	<b>5,260768</b>	<b>5,334931</b>	<b>3,607632</b>

Esses testes determinaram que a posição de 35 cm representa a posição mais estável para a medição da velocidade com a garantia de que a magnitude da velocidade medida seria aproximadamente similar à do protótipo.

### 3.2.3 Procedimentos do experimento

Os cálculos automatizados foram a velocidade e torque, obtidos em um computador com o software WindView da Gill Instrument, e o torque adquirido com LabView, os cálculos foram realizados utilizando o programa coputacional Excel calculando o valor da média dos valores obtidos durante dois minutos para cada ponto.

Para a o ensaio da DEC foi utilizada a seguinte metodologia:

1. Colocar o controlador de vazão na posição onde a DEC começa a ter uma rotação inicial;
2. Realizar a aquisição por 2 minutos para esse ponto, inicialmente sem carga;
3. Mudar a carga e realizar a aquisição durante 2 minutos ;
4. Mudar a posição do controlador de vazão para uma velocidade maior e repetir os passos 2 e 3, até alcançar a velocidade máxima onde a DEC apresente instabilidade mecânica operacional.

### 3.2.4 Resultados Experimentais

A Tabela 3.3 mostra o resultado da media aritmética obtida com a aquisição de dados durante dos minutos para cada condição de velocidade, carga e rotação do protótipo.

Tabela 3.3: Resultados experimentais

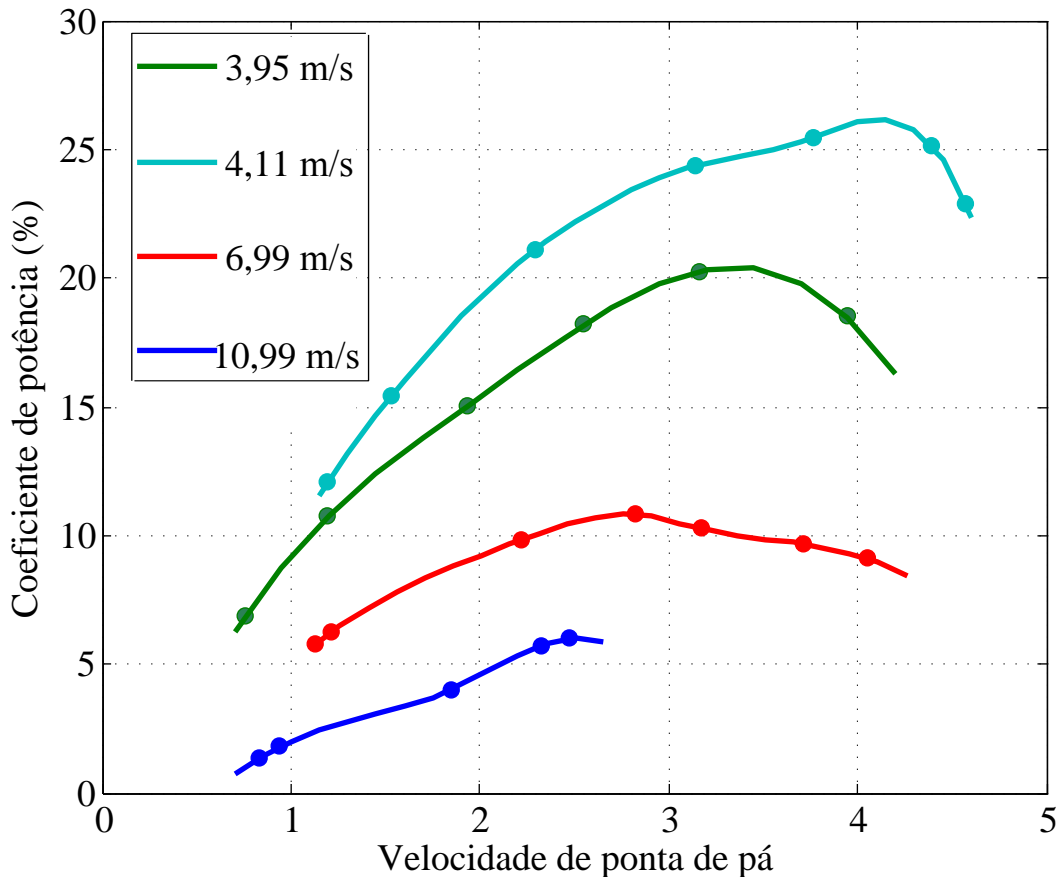
Velocidade (m/s)	Torque (N.m)	Rotação (rpm)	$\lambda$	Pe (W)	Par (W)	Cp
<b>3,9567</b>	-3,706	23,254	3,9435	9,0247	48,7388	0,1852
	-4,1087	20,1905	3,424	8,6873	48,7388	0,1782
	-5,0532	18,6667	3,1656	9,8779	48,7388	0,2027
	-5,6294	15,0357	2,5498	8,8637	48,7388	0,1819
	-6,1153	11,4206	1,9368	7,3137	48,7388	0,1501
	-7,0885	7,0516	1,1958	5,2344	48,7388	0,1074
	-7,1769	4,4683	0,7577	3,3582	48,7388	0,0689
<b>4,1104</b>	-4,2717	27,9841	4,5683	12,5182	54,6396	0,2291
	-4,8692	26,9286	4,396	13,7308	54,6396	0,2513
	-5,7516	23,0794	3,7676	13,9007	54,6396	0,2544
	-6,6009	19,25	3,1425	13,3065	54,6396	0,2435
	-7,8333	14,0397	2,2919	11,5168	54,6396	0,2108
	-8,5839	9,3929	1,5333	8,4433	54,6396	0,1545
	-8,5958	7,3214	1,1952	6,5904	54,6396	0,1206
<b>6,9969</b>	-5,5588	42,2222	4,0491	24,5784	269,51	0,0912
	-6,4197	38,746	3,7157	26,0477	269,51	0,0966
	-7,9776	33,1071	3,175	27,6581	269,51	0,1026
	-9,4451	29,4484	2,8241	29,1272	269,51	0,1081
	-10,8981	23,1349	2,2186	26,4025	269,51	0,098
	-12,6983	12,7024	1,2182	16,8911	269,51	0,0627
	-12,6152	11,7619	1,128	15,5382	269,51	0,0577
<b>10,9927</b>	-	-	-	-	1045,156	-
	-	-	-	-	1045,156	-
	-14,776	40,4444	2,4687	62,5813	1045,156	0,0599
	-15,068	38,119	2,3268	60,1485	1045,156	0,0575
	-13,3065	30,3373	1,8518	42,2735	1045,156	0,0404
	-11,7866	15,4365	0,9422	19,0532	1045,156	0,0182
	-10,0951	13,5635	0,8279	14,3388	1045,156	0,0137

As condições para estabelecer só essas velocidades de análises foram as seguintes: para velocidades abaixo de 3,5 m/s o protótipo não consegue vencer as forças de atrito para iniciar o movimento de rotação, e para velocidades do vento acima de 12 m/s, mesmo com a máxima carga o protótipo atingiu uma rotação de 42 rpm, o que ocasionou danos estruturais, os mecanismos de amortecimento e batente das pás se soltaram dos painéis tornando mais forte o impacto entre os painéis e tornou-se impossível fazer algumas medições considerando a preservação do protótipo para posteriores melhoras e novos testes experimentais (vide Tabela 3.3).

As considerações anteriores permitem obter características importantes da turbina como velocidade mínima de funcionamento de 3,4 m/s, velocidade nominal o velocidade de maior eficiência de 4 m/s e velocidade de corte de 11 m/s onde o sistema não é mais estável.

Para posteriores estudos vai ser utilizada uma interpolação dos valores de rotação com o objetivo de padronizar os valores de entrada para o calculo do coeficiente de potencia nas

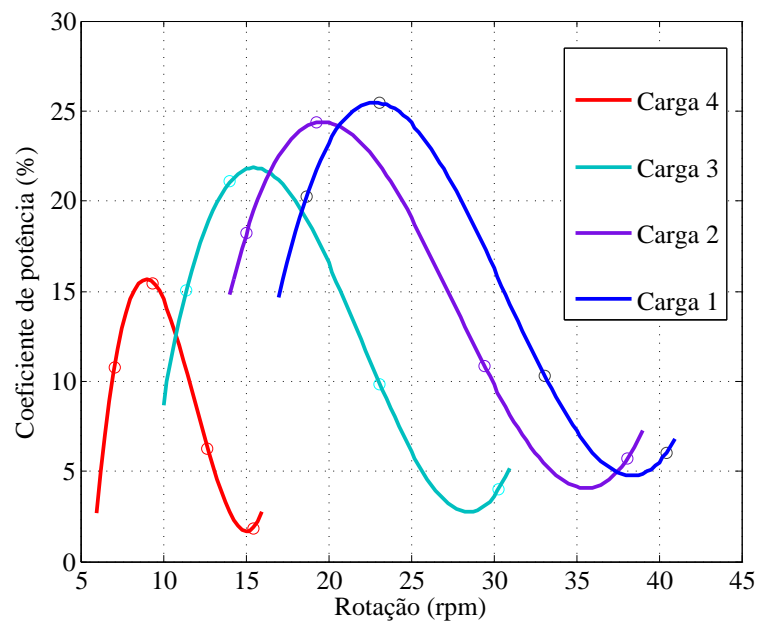
análises teórico-numérica e DFC no programa computacional, e possibilitar a comparação dos resultados de cada método de análise.



**Figura 3.15:** Gráfico do coeficiente de potência em função de  $\lambda$

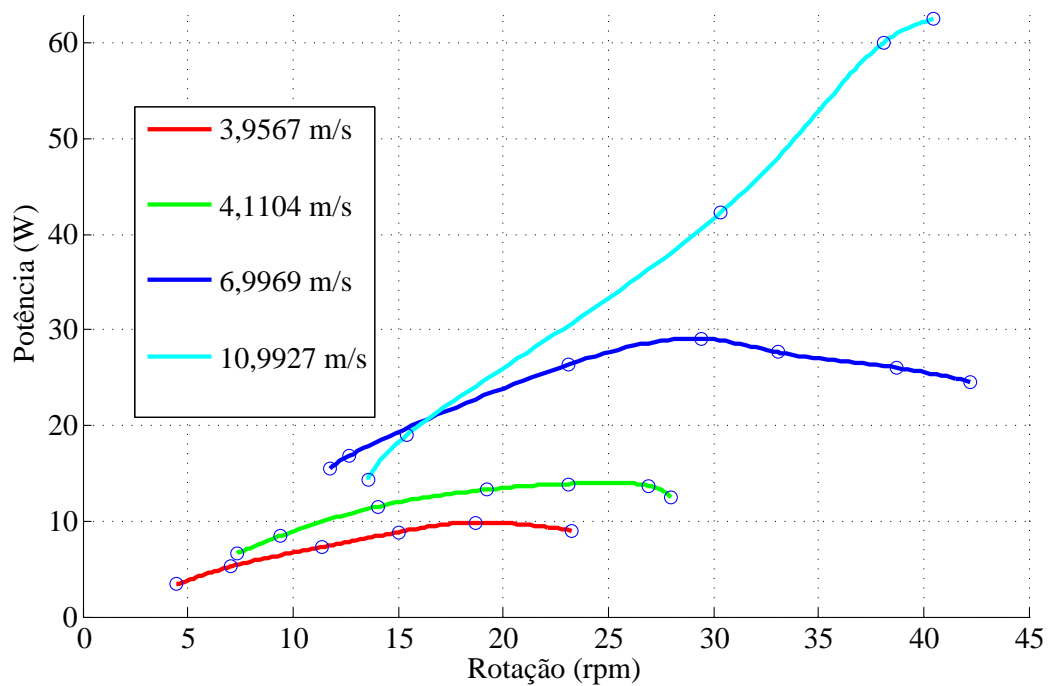
A Fig. 3.15, mostra a variação do coeficiente de potência  $C_p$  em função da velocidade de ponta de pá  $\lambda$ , para diferentes velocidades de incidência controlada por o controlador de vazão na bancada de teste, pode ser observado no gráfico que para baixos valores de velocidade do vento os valores de coeficiente de potência são maiores, inverso ao que acontece com velocidades do vento altas, o que conduz a concluir que para altas velocidades a resposta do movimento mecânico é lento considerando a inércia dos painéis que conformam o rotor de pás móveis, o que do ponto de vista de investigação se torna interessante notando uma diferença significativa com outros modelos de turbinas disponíveis no mercado, indicando que este tipo de turbinas tem um maior rendimento em baixas velocidades o que a torna um objeto de estudo quando se considera a elaboração de algum projeto para geração de energia em cidades ou prédios com pouco fluxo de vento.

A Fig. 3.16, mostra o coeficiente de potência em função da rotação, para diferentes cargas o que permite estimar o campo operacional da turbina em função de rotação, onde os maiores valores de coeficiente de potência  $C_p$  foram encontrados valores de rotação entre 9rpm e



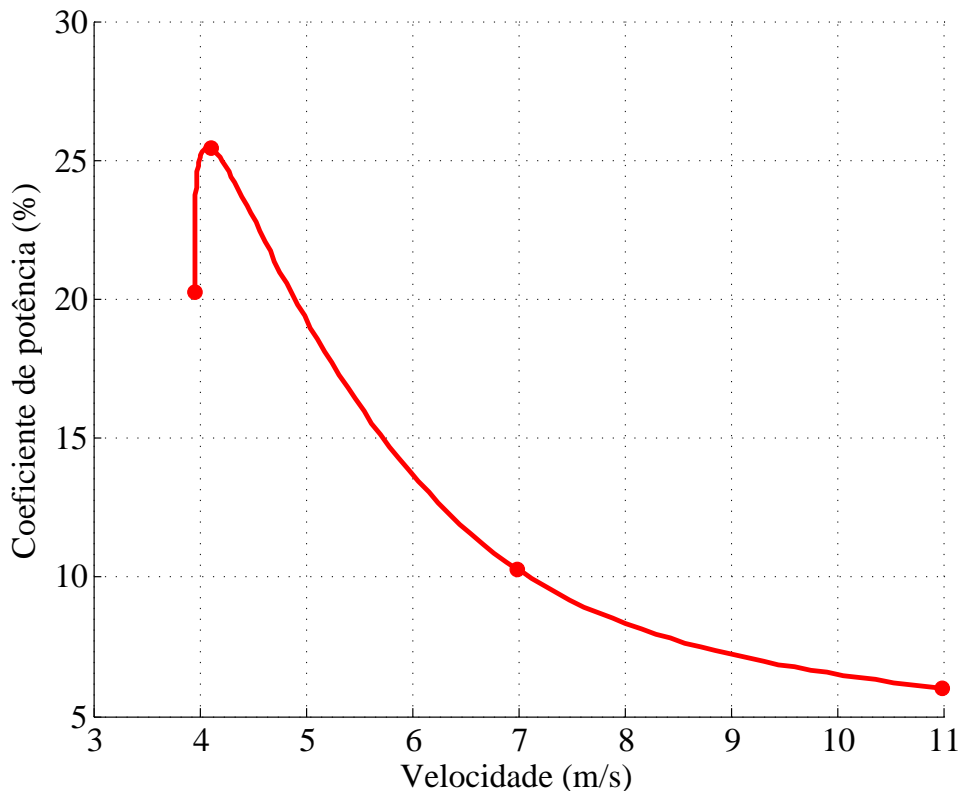
**Figura 3.16:** Gráfico do coeficiente de potencia em função da rotação

30rpm, considerando os vários graus de liberdade do protótipo é uma vantagem que o campo de maiores coeficientes de potencia seja a baixas rotações isso com o objetivo de minimizar a vibração, ruído e possíveis dano estruturais no protótipo, estudos que poderão ser analisados com mais detalhamento em trabalhos futuros.



**Figura 3.17:** Gráfico potência em função da rotação

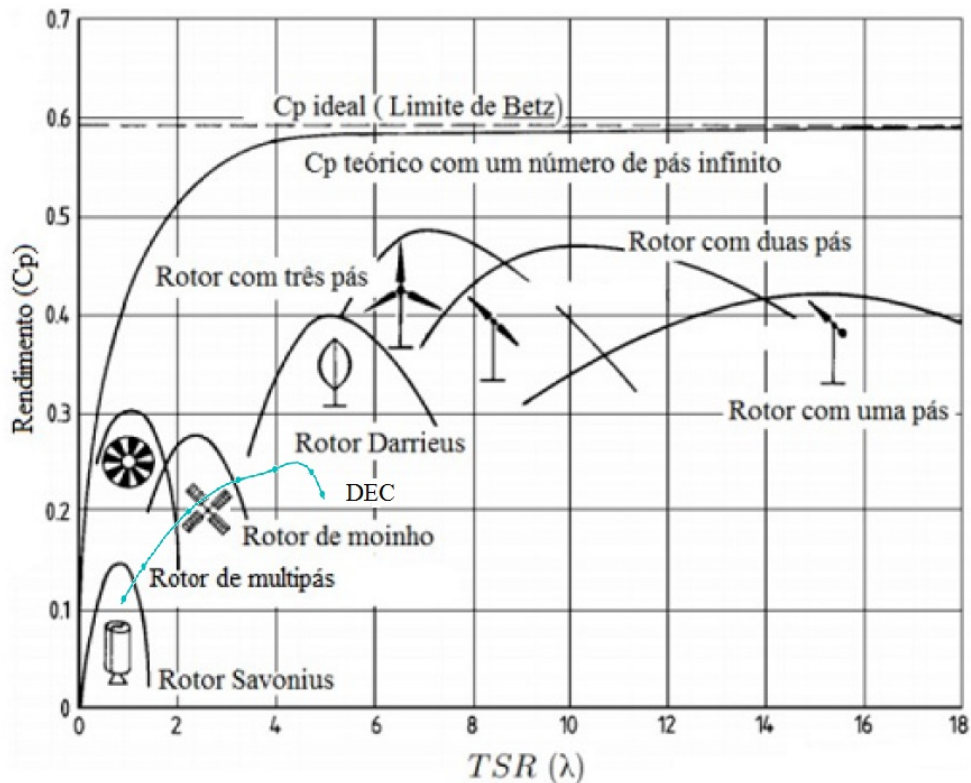
Na Fig. 3.17, mostra o comportamento da potência em função da rotação para diferentes valores de velocidade de incidência, verificando-se que existe um ponto de maiores potências de eixo em certas rotações para cada velocidade incidente, o que permite ter uma melhor visualização do campo de operação da turbina.



**Figura 3.18:** Gráfico do coeficiente de potencia em função da velocidade

Para a elaboração do gráfico da Fig. 3.18, foi realizada a interpolação dos valores de coeficiente de potencia para uma rotação nominal obtendo a variação do coeficiente de potência  $C_p$  em função da velocidade incidente, sendo possível observar o campo operacional da DEC em termos de velocidade, onde para uma faixa velocidade do vento entre  $3,4\text{m/s}$  e  $5\text{m/s}$  são observados valores de coeficiente de potencia maiores, sendo o valor  $4\text{m/s}$  o ponto onde o protótipo DEC mostra um melhor aproveitamento energético, com  $C_p \cong 25,44\%$ , esse gráfico representa a conclusão do ensaio experimental e vai ser utilizado para validação de posteriores métodos de análise para determinação de coeficiente de potencia no protótipo DEC.

De forma a identificar, a qual grupo de turbina eólica o protótipo Dulcetti Eolic Converter pertence quando comparado aos outros tipos de turbinas já existentes no mercado, foi inserido o gráfico da Fig. 3.15 na Fig. 1.10, verificando-se que o comportamento da DEC é similar ao do rotor de moinho e superior ao rotor Savonius de eixo vertical, é importante destacar que a turbina DEC é ainda um protótipo em desenvolvimento podendo melhorar sus caraterísticas quando comparado com este tipo de turbinas amplamente estudadas.



**Figura 3.19:** Cp em função de  $\lambda$  de diferentes turbinas eólicas

**Fonte:** Relatório de atividades, P&D-EÓLICAS ANEEL P&D 0394 1259/2013

O ensaio experimental realizado durante o desenvolvimento deste trabalho permitiu uma profunda compreensão do tema estudado, tendo-se retirado varias conclusões entre elas:

- A obtenção dos resultados experimentais da DEC tem que ser feitas usando equipamentos criteriosamente desenvolvidos, as forças aplicadas na turbina durante seu funcionamento são intensas e difíceis de quantificar, e a existência de fenômenos, como a vibração, afetam as medições obtidas.
- Os instrumentos usados devem ter resolução e taxa de amostragem suficiente para a avaliação dos parâmetros pretendidos.
- O teste em condições reais é difícil, principalmente devido a natureza variável do vento, assim, o sistema desenvolvido para o teste da DEC em condições reais deve ser equipado de instrumentos automatizados que permitam a reolecção dos dados durante longos períodos de tempo, sem a presença de um operador, a própria turbina deve ser preparada para resistir todas as condições, podendo ficar no exterior durante longos períodos de tempo.

# Capítulo 4

## Modelo Analítico-Numérico para o Cálculo do Coeficiente de Potência

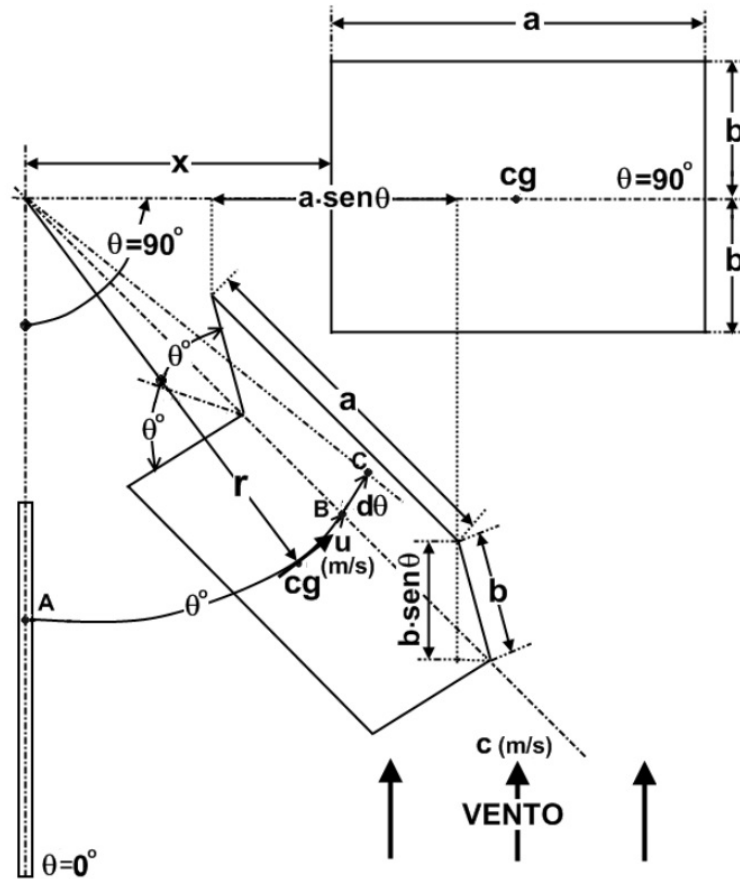
### 4.1 Hipóteses

Com base nas equações de quantidade de movimento unidimensionais é possível desenvolver uma teoria preliminar para análise do momento da TEV, seguindo as hipóteses simplificadoras:

- Escoamento incompressível;
- Regime permanente;
- Escoamento potencial, sem atrito;
- Pressão do vento uniformemente distribuída sobre as lâminas retangulares que formam as pás as quais serão consideradas de espessura infinitesimal;
- Unicamente serão considerados os elementos da pá;
- Relação linear entre a abertura da pá e o ângulo de giro do rotor;
- A energia cinética do ar entregue a pá de sua posição fechada até aberta ( $0^\circ$  até  $90^\circ$ ) é a mesma que a de sua posição aberta até fechada ( $90^\circ$  até  $180^\circ$ );

### 4.2 Equacionamento

A Fig. 4.1 mostra esquematicamente, em perspectiva, o movimento de uma pá desde sua posição fechada,  $\theta = 0$  até  $\theta = \frac{\pi}{2}$ , sendo  $\theta$  o ângulo de abertura da pá em uma posição



**Figura 4.1:** Esquema em perspectiva do movimento de uma pá  
**Fonte:** Zulcy de Sousa, Testes e Ensaio da Tev Endicon

intermediária com suas lâminas parcialmente abertas, resultando a área projetada  $A_p$  de uma pá retangular de dimensão composta por duas pás de dimensões .

$$A_p = ab \sin^2(\theta) \quad (4.1)$$

Admitindo, a equação de conservação da energia, desconsiderando as perdas, energia potencial nula, pode-se afirmar teoricamente que toda energia cinética por unidade de massa do ar em escoamento,  $\frac{C^2}{2} (J/kg)$  que incide sobre uma lâmina é absorvida por ela na forma de energia de pressão,  $\frac{p}{\rho} (J/kg)$ , igualmente distribuída em toda a lâmina, sendo assim, pode-se determinar a força resultante,  $F_{\theta 1} (N)$  atuante no centro de pressão, no caso coincidente com o de centro de gravidade, cg conforme segue:

$$\frac{p}{\rho} = \frac{F_{\theta 1}}{A_p \rho} = \frac{C^2}{2} \quad (4.2)$$

$$F_{\theta 1} = \rho A_p \frac{C^2}{2} \quad (4.3)$$

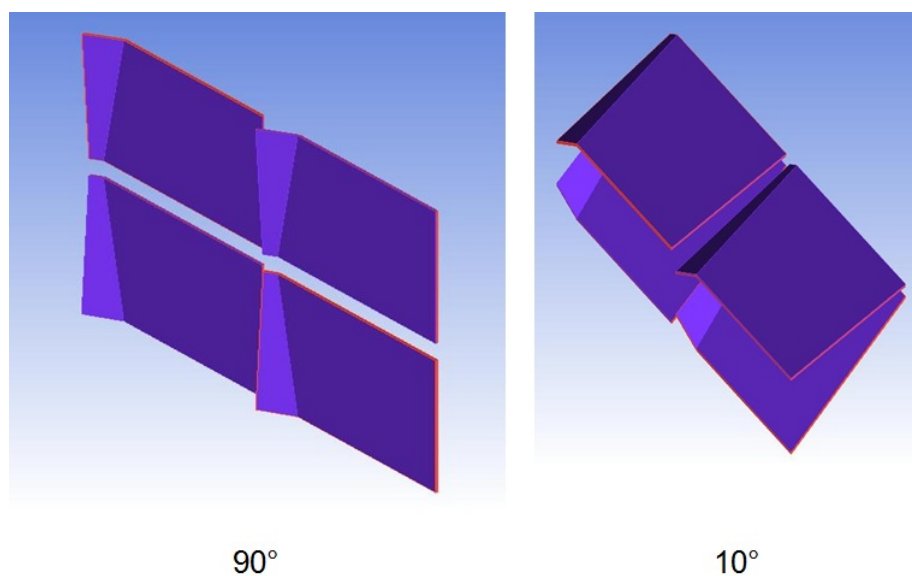
A força de arrasto pode ser considerada o déficit na quantidade de movimento entre a condição do escoamento não perturbado a montante do rotor, e a condição do escoamento na esteira.

Considerando que este tipo de turbina gera momento transformando a energia recebida em forma de pressão, variando entre a posição  $\theta = 0$  até  $\theta = \frac{\pi}{2}$ , sendo necessário determinar o coeficiente de arrasto, considerando que  $Cd = F_{\theta 1}/0,5\rho C_{\infty}^2 A_p$ , sendo o coeficiente de arrasto calculado em cada posição do rotor considerando tanto as contribuições de atrito e de forma.

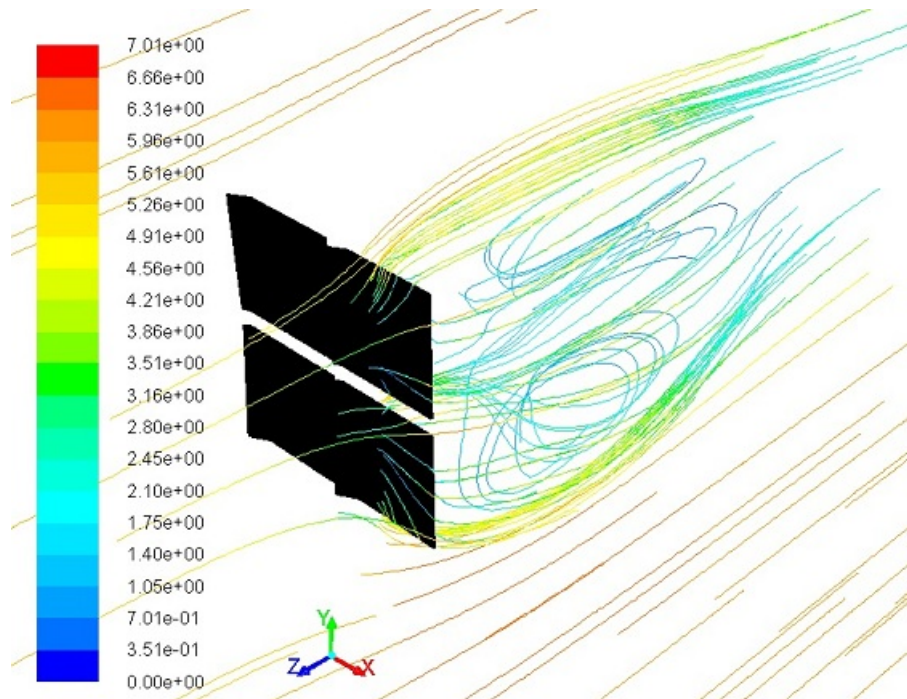
É possível obter um valor médio do coeficiente de arrasto  $\bar{C}d$  através do cálculo em Fluent®, considerando diversas posições de abertura das pás e diferentes velocidades do vento. Para o cálculo em DFC, foi utilizada um domínio suficientemente amplo, quantificado de tal forma que os efeitos da esteira sejam dissipados nesse domínio, foi utilizado modelo de turbulência  $k - \epsilon$  com funções de parede pré-definidas, malha tetraédrica com refinamento nas paredes.

$$F_{\theta} = \rho ab \frac{C^2}{2} \sin^2 \theta \quad (4.4)$$

A Fig. 4.2, mostra as duas posições limites das pás, onde foram calculados os valores do coeficiente de arrasto.

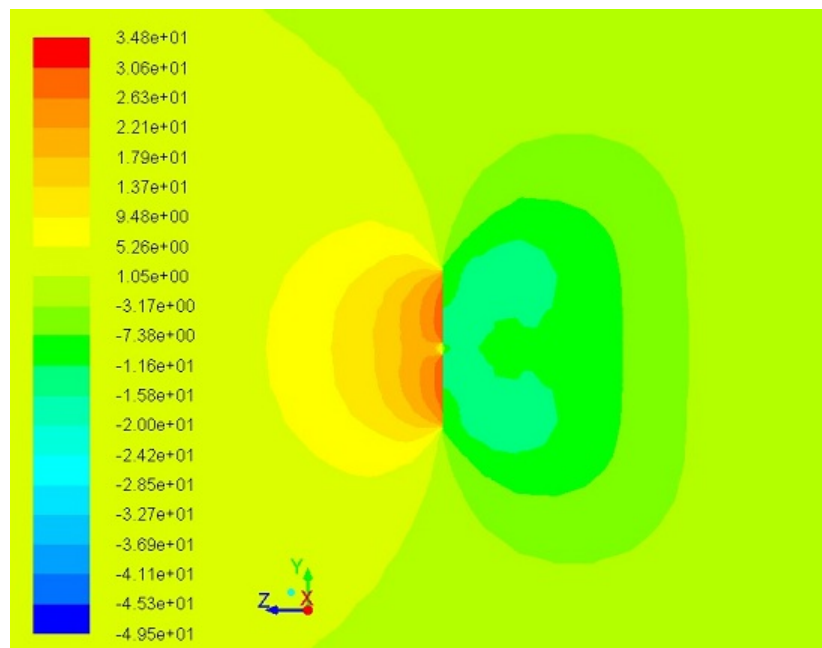


**Figura 4.2:** Variação da posição da pá para cálculo do coeficiente de arrasto médio



**Figura 4.3:** Linhas de corrente de velocidade

Para a determinação do coeficiente de arrasto, foi calculada a força de arrasto sobre a pá através da integração das tensoes de cisalhamento e de pressão utilizando o programa computacional Fluent DFC®. A Fig. 4.3, mostra as linhas de corrente de velocidade geradas quando a pá se encontra totalmente aberta, e na Fig. 4.4, é possível observar os contornos de pressão, é possível observar que, no centro do painel apresenta maiores valores de pressão e atrás deste valores negativos de pressão resultando na força de arrasto de pressão no painel.



**Figura 4.4:** Contornos de pressão

Os resultados mostrados na Tabela 4.1 indicam a variação do coeficiente de arrasto com a velocidade e o ângulo de abertura, onde é considerado um coeficiente de arrasto médio para cada velocidade. Entretanto deve se notar que existem grandes variações de arrasto entre as posições entre 90 e 10 graus, verificando-se as grandes contribuições do arrasto de forma.

**Tabela 4.1:** Resultados do cálculo de coeficiente de arrasto em DFC

Ângulo (°)	Velocidade (m/s),					
	2	3	4	5	6	7
<b>90</b>	2,1918	1,9381	1,8106	1,7321	1,6783	1,6398
<b>80</b>	2,2453	1,9883	1,8594	1,7796	1,7253	1,6863
<b>70</b>	2,3470	2,0805	1,9483	1,8661	1,8103	1,7703
<b>60</b>	2,5227	2,2378	2,0956	2,0079	1,9489	1,9065
<b>50</b>	2,8172	2,4955	2,3368	2,2375	2,1715	2,1242
<b>40</b>	3,3046	2,9312	2,7495	2,6328	2,5552	2,5004
<b>30</b>	4,1026	3,6696	3,4599	3,3251	3,2328	3,1672
<b>20</b>	5,5678	4,9783	4,6955	4,5131	4,3981	4,3138
<b>10</b>	10,002	8,7785	8,0910	7,6743	7,3686	7,1491
<i>Cd</i>	3,9002	3,4553	3,2274	3,0855	2,9877	2,9175

Considerando o arrasto médio nas diferentes posições para cada velocidade, é possível, com ajuda do programa computacional Matlab®, realizar um ajuste de curvas, pelo método de Gauss resultando a seguinte equação para  $\bar{C}d(C_\infty)$

$$\bar{C}d(C_\infty) = a_1 e^{-\left(\frac{C_\infty - b_1}{c_1}\right)} + a_2 e^{-\left(\frac{C_\infty - b_2}{c_2}\right)} \quad (4.5)$$

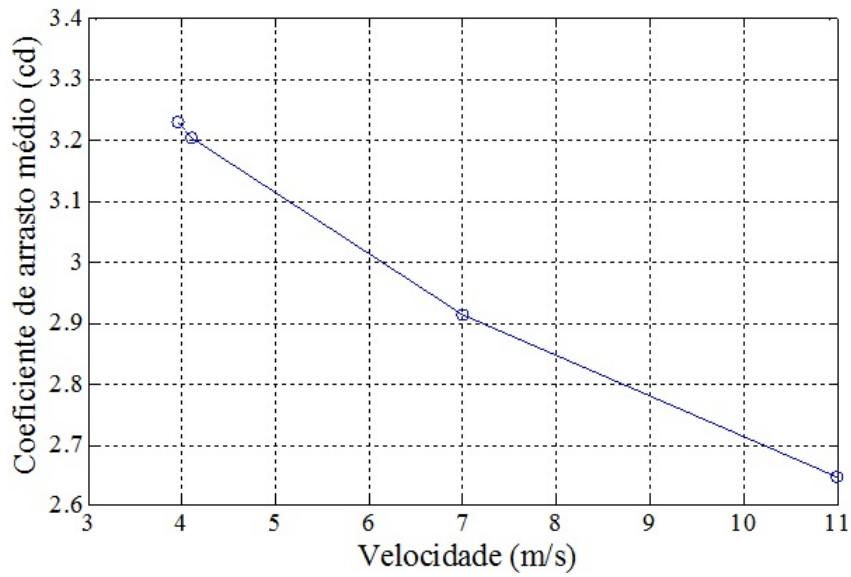
Onde  $a_1 = 3,049 \times 10^5$ ,  $b_1 = -30,25$ ,  $c_1 = 8,942$ ,  $a_2 = 4,115$ ,  $b_2 = -24,81$ ,  $c_2 = 53,93$

A Fig. 4.5 mostra o gráfico do coeficiente de arrasto médio em função da velocidade

O trabalho elementar do momento  $d\tau$  desta força  $F_\theta$  sobre a pá para obter seu deslocamento do arco,  $dAC = rd\theta$  resulta:

$$d\tau = F_\theta r d\theta = \rho ab \frac{C_\infty^2}{2} \sin^2 \theta r \bar{C}d(C_\infty) d\theta \quad (4.6)$$

Integrando esta expressão entre  $\theta = 0$  até  $\theta = \frac{\pi}{2}$  obtém-se o trabalho realizado pela força do vento sobre a pá, neste intervalo.



**Figura 4.5:** Variação do coeficiente de arrasto médio com a velocidade

$$\tau_{0;\frac{\pi}{2}} = \rho ab \frac{C_{\infty}^2}{2} \frac{\pi}{4} r \bar{C}d(C_{\infty}) \quad (4.7)$$

Como este trabalho é igual ao que a pá realiza entre  $\theta = 0$  até  $\theta = \frac{\pi}{2}$ , o trabalho teórico total realizado por uma pá entre,  $\theta = \frac{\pi}{2}$  até  $\theta = \pi$  resulta:

$$\tau_{0;\pi} = \rho ab C_{\infty}^2 \frac{\pi}{4} r \bar{C}d(C_{\infty}) \quad (4.8)$$

A potência  $P_{0;\pi}(W)$  entregue pelo vento a pá neste intervalo com uma rotação  $n(rad/s)$  resulta:

$$P_{0;\pi} = \tau_{0;\pi} n = \rho ab C_{\infty}^2 \frac{\pi}{4} r \bar{C}d(C_{\infty}) n \quad (4.9)$$

Para um rotor de 8 pás dispostas no mesmo plano horizontal em dois eixos a  $90^\circ$ , Fig. 4.1, sua potência teórica,  $P_{tr}(W)$  será:

$$P_{tr} = 4\pi \rho ab C_{\infty}^2 r \bar{C}d(C_{\infty}) n \quad (4.11)$$

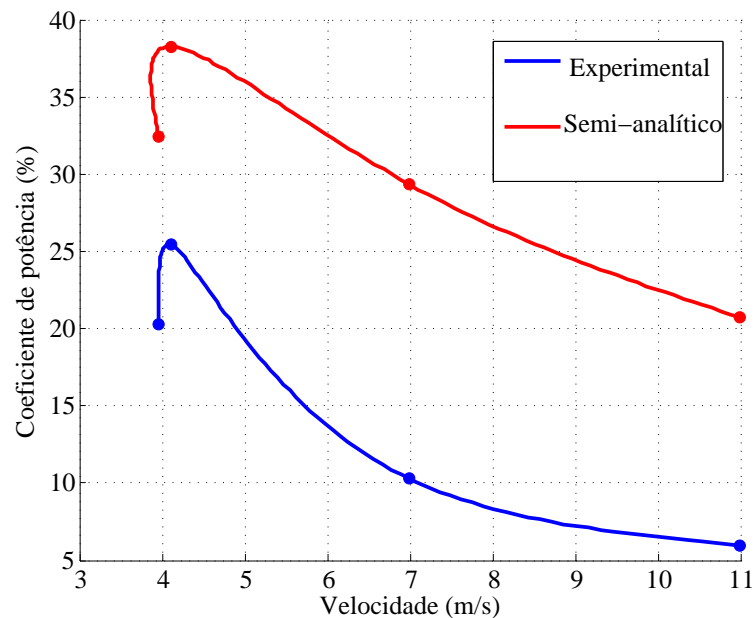
### 4.3 Resultados do modelo analítico

Com a equação 4.11 e a velocidade de rotação obtida experimentalmente é possível obter os valores de aproximação de desempenho da turbina eólica pelo método semi-analítico.

**Tabela 4.2:** Resultados do modelo semi-analítico

Velocidade (m/s)	Rotação (rpm)	Torque (N.m)	Potência Teórica (W)	Potência do ar (W)	Cp
3,9567	18,6667	50,7702	15,7952	48,7388	0,3241
4,1104	23,0794	54,3496	20,9059	54,6396	0,3826
6,9969	33,1071	143,2545	79,0437	269,51	0,2933
10,9927	40,4444	321,2684	216,5584	1045,156	0,2072

A Tabela 4.2 mostra os resultados obtidos com a formulação analítica. Foi determinado o desempenho da turbina, como pode ser observado na Fig. 4.3, existe ainda uma diferença significativa entre os resultados teóricos e experimentais, estas diferenças são evidentes considerando que temos uma aproximação do coeficiente de arrasto médio, como também que o modelo analítico não está considerando os efeitos por perdas mecânicas provocadas pelo acionamento das pás.



**Figura 4.6:** Comparação do coeficiente de potência experimental e semi-analítico

# Capítulo 5

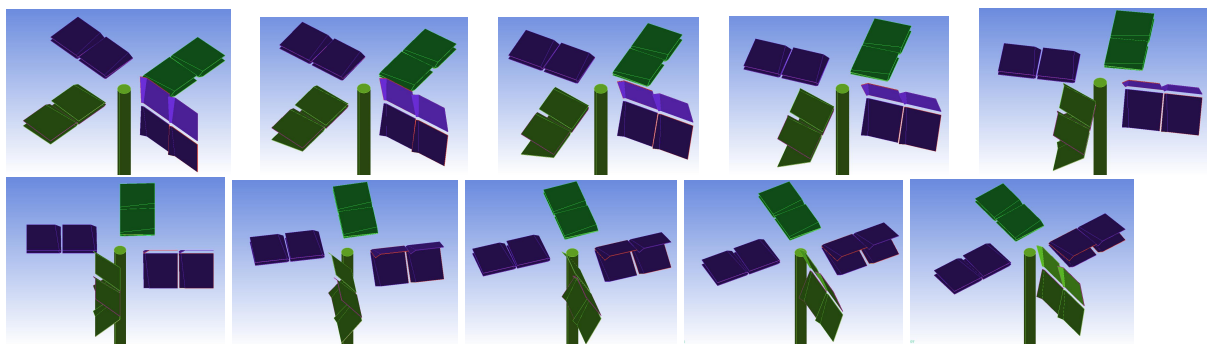
## Simulação Numérica

### 5.1 Simulação Numérica em Regime Permanente

Neste capítulo será apresentada a metodologia utilizando a dinâmica dos fluidos computacional (DFC) para análise local e global no campo de escoamento.

#### 5.1.1 Hipótese para simulação numérica

Em vista do nível de dificuldade que representa o funcionamento da turbina DEC para uma análise dinâmica utilizando mecânica dos fluidos computacional, causada principalmente pelo fato da turbina DEC ser um sistema com muitos graus de liberdade, o que complica o trabalho computacional, e até agora as malhas dinâmicas utilizadas nos programas computacionais podem ser utilizadas para poucos graus de liberdade, uma simulação de 3 graus de liberdade representa a rotação do rotor acompanhada pelo movimento de abertura das pás em regime transitório.



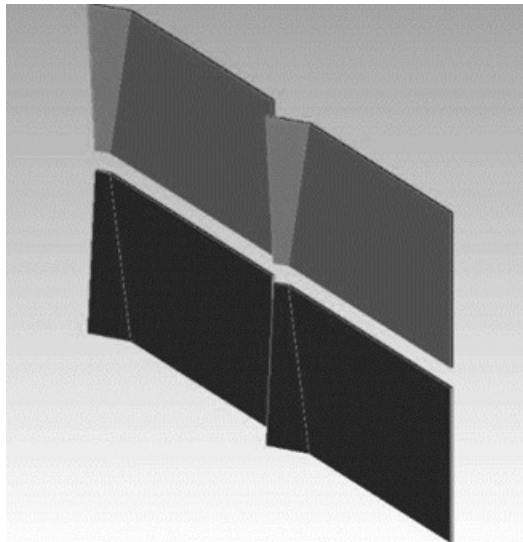
**Figura 5.1:** Sequência de posições do rotor para cada simulação

Foi necessário estabelecer uma abordagem mais simples do problema, neste caso foi realizada uma análise estática, como mostra a Fig. 5.1. Foi dividido o movimento de rotação

da turbina em 10 ângulos diferentes variando entre  $0^\circ$  e  $90^\circ$ , para os quais as pás obtêm uma posição característica onde é analisado o escoamento para cada posição, em uma faixa de velocidades, o que permite ter uma ideia do comportamento aproximado do coeficiente de potência da turbina DEC, para posteriormente ser confrontado com os resultados experimentais.

### 5.1.2 Geometria do problema

O protótipo para análise é a turbina Dulcetti Eolic Converter, descrita no capítulo 3, é um rotor eólico para captação da força do vento caracterizada por seu sistema de placas fixadas em eixos horizontais, que abrem e fecham simultaneamente, o protótipo original é composto por dois rotores fixados em um eixo vertical. Cada um dos rotores é composto por dois eixos normais, possuindo cada um, duas pás formadas por duas aletas retangulares de geometria variável.

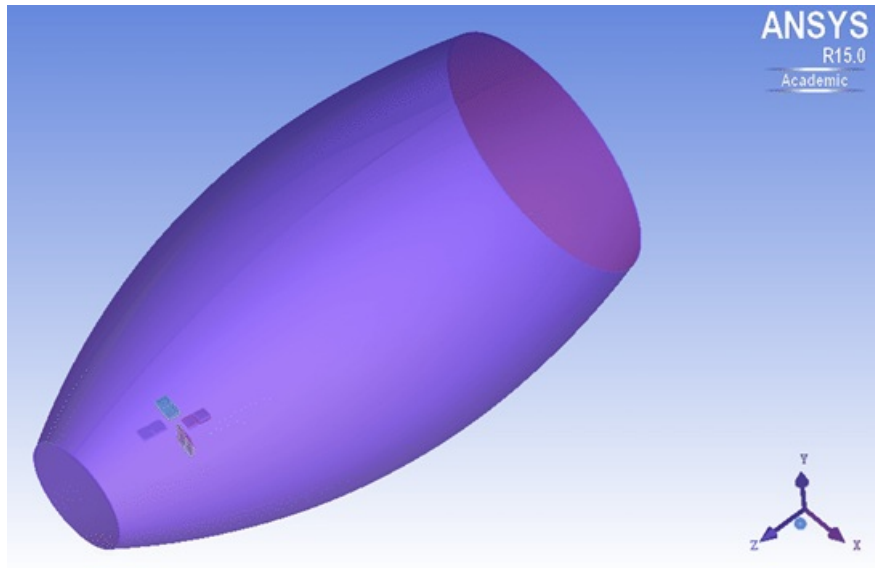


**Figura 5.2:** pás totalmente abertas

Para reduzir o custo computacional será simulado só um rotor. A geometria foi gerada diretamente no programa computacional ICEM-CFD<sup>®</sup>, com a finalidade de realizar de maneira sistemática todas as posições dos painéis para cada ângulo de rotação do rotor. Foi elaborado um script.rpl na linguagem Tcl/tk, interpretada pelo programa ICEM-CFD<sup>®</sup>, permitindo que automaticamente com a variação do ângulo de rotação seja gerada uma nova geometria e malha computacional com a abertura exata para cada painel, assumindo que a variação da abertura das pás é linear com respeito a rotação.

Com essa metodologia é possível obter rapidamente todas as geometrias para a simulação. A Fig. 5.2 mostra o conjunto de pás totalmente abertas para a posição zero do rotor. Foram feitas 10 geometrias para a simulação numérica em regime permanente.

Os limites para o domínio computacional (volume de controle), foi feito considerando a

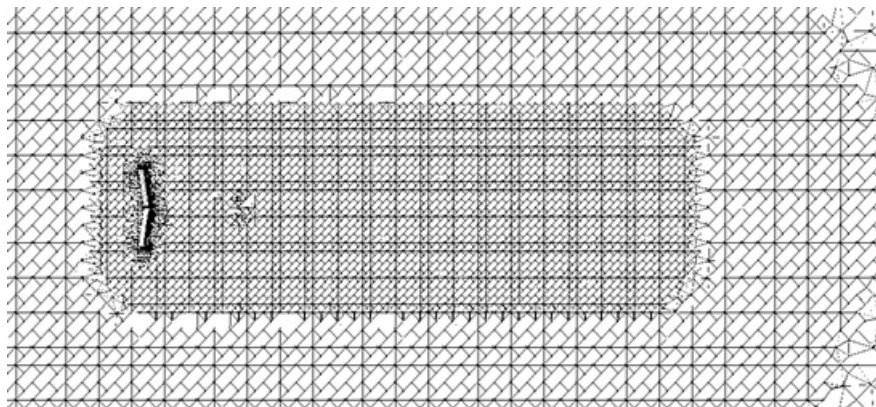


**Figura 5.3:** Dominio computacional

jusante de 10 vezes o diâmetro do rotor e a montante em, 3 vezes o diâmetro do rotor, como mostra a Fig. 5.3, sendo estes limites apropriados para as análises em rotores eólicos e turbinas hidrocineéticas

### 5.1.3 Geração da malha para regime permanente

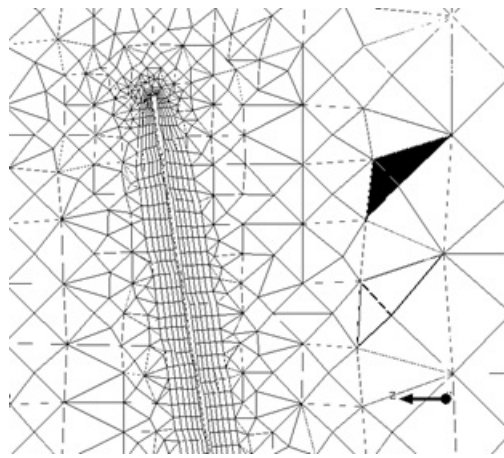
Para o cálculo do escoamento foi gerada uma malha híbrida utilizando o programa comercial ICEM CFD®, com elementos prismáticos na parede da pá, com o objetivo de quantificar o  $y^+$ , dentro uma região adequada para o cálculo da tensão da parede, com base em critérios da lei da parede. No arquivo *script.rpl*, também contém informações com relação aos parâmetros de malha permitindo que, para cada geometria, seja obedecido o mesmo critério de malha, isto é, igual refinamento na parede e aproximado no número de elementos.



**Figura 5.4:** Malha híbrida para cálculo do escoamento

A Fig. 5.4 mostra a malha híbrida composta por 4.662.458 elementos, com um refina-

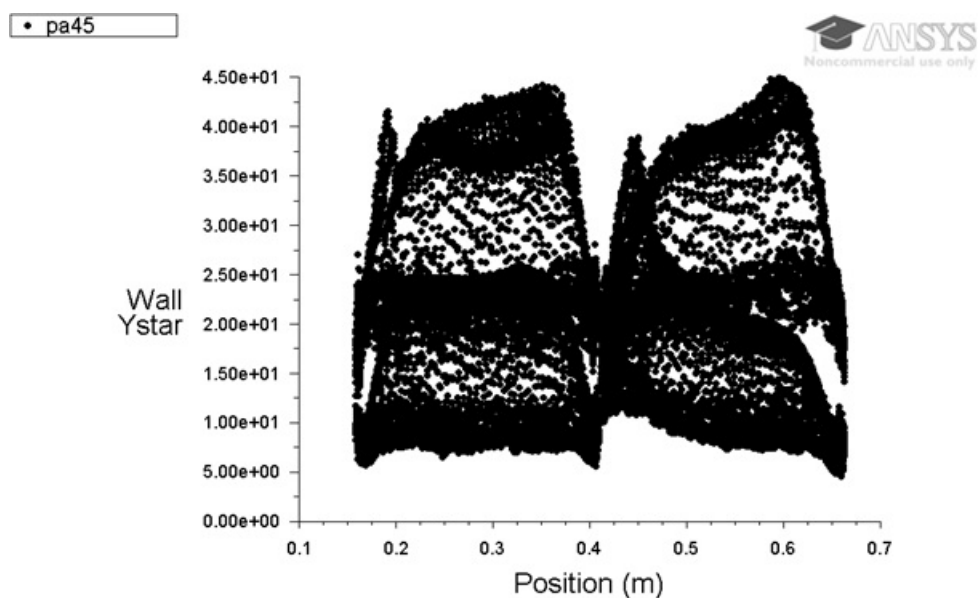
mento de malha a jusante do rotor, para avaliar o desempenho da esteira. Nas proximidades das superfícies dos painéis tem cinco camadas de elementos prismáticos, como mostra a Fig. 5.5



**Figura 5.5:** Elementos prismáticos no contorno da pá

A região próxima da parede está composta por uma série de camadas nas quais a influência, ou relevância das tensões viscosas e turbulentas muda uma em relação a outra.

Segundo a Lei de parede, a camada interna é dividida em três regiões, a subcamada viscosa, a região de mistura ou transição e a região da lei logarítmica. A região mais próxima da parede, a subcamada viscosa apresenta um escoamento próximo de laminar e as tensões viscosas dominam o escoamento. A região de transição está no intervalo  $5 < y^+ < 30$ , e as duas tensões viscosa e turbulenta são importantes para a equação de quantidade de movimento.



**Figura 5.6:** Gráfico do  $y^+$  na parede da pá

Com base nessa lei, observou-se na Fig. 5.6 que o  $y^+$  encontra-se em uma região adequada para o cálculo da tensão na parede, variando entre 5 e 40. Deve-se notar que os modelos de

turbulência utilizam funções de parede, que podem prever os gradientes da tensão cisalhante com malhas pouco refinadas na parede. Sendo assim, verifica-se que os parâmetros de malha são apropriados para a simulação numérica.

#### 5.1.4 Condições de contorno

Para o cálculo do campo de escoamento no rotor eólico em 3D, foram definidas as seguintes considerações: escoamento incompressível,  $Ma < 0,3$ ; em regime permanente.

Para a simulação do escoamento são utilizadas as equações de transporte como conservação da massa e quantidade de movimento para sistema não inercial. Para a determinação dos tensores de Reynolds com base nas médias e flutuações do escoamento, serão utilizados modelos baseados no cálculo das tensões de Reynolds ou RANS (Reynold Average Navier Stokes).

A Tabela 5.1, mostra o resultado de uma análise realizada com as mesmas condições de contorno e malha para diferentes modelos de turbulência, com o objetivo de avaliar o desenvolvimento da solução com cada um dos modelos de turbulência.

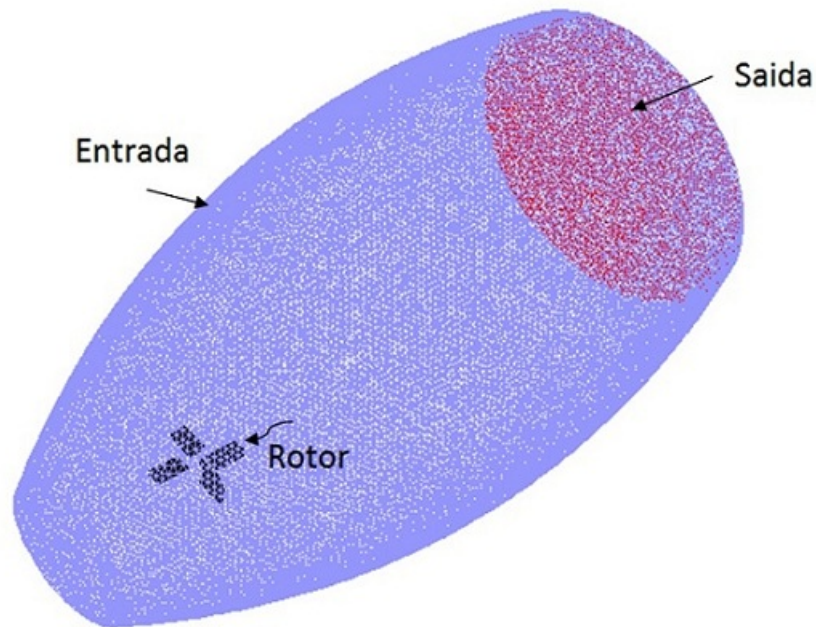
**Tabela 5.1:** Comparação de modelos de turbulência

Modelo de Turbulência	Torque (N.m)
$k-\varepsilon$	10,17
$k-\omega SST$	8,7413

Em vista do resultado é possível verificar que o modelo  $k - \varepsilon$ , é menos dissipativo, característica já conhecida do modelo  $k - \varepsilon$ , que retarda o ponto de separação das camadas limites. O modelo  $k - \omega SST$ , é considerado mais realístico em situações de escoamentos internos, onde o escoamento longe da parede é simulado utilizando o modelo  $k - \varepsilon$ , e na região próxima da parede é ativado automaticamente o modelo  $k - \omega$ , onde a dissipação de energia é dada pela vorticidade. Entretanto o modelo  $k - \varepsilon$  é amplamente utilizado em condições de escoamentos livres.

Uma definição mais precisa do modelo escolhido depende da validação com os resultados experimentais. Além disso, o tempo de simulação do modelo  $k - \varepsilon$  é consideravelmente menor que o tempo de simulação do  $k - \omega$ , o que representa um custo computacional menor. Como as condições de contorno foram definidas as seguintes:

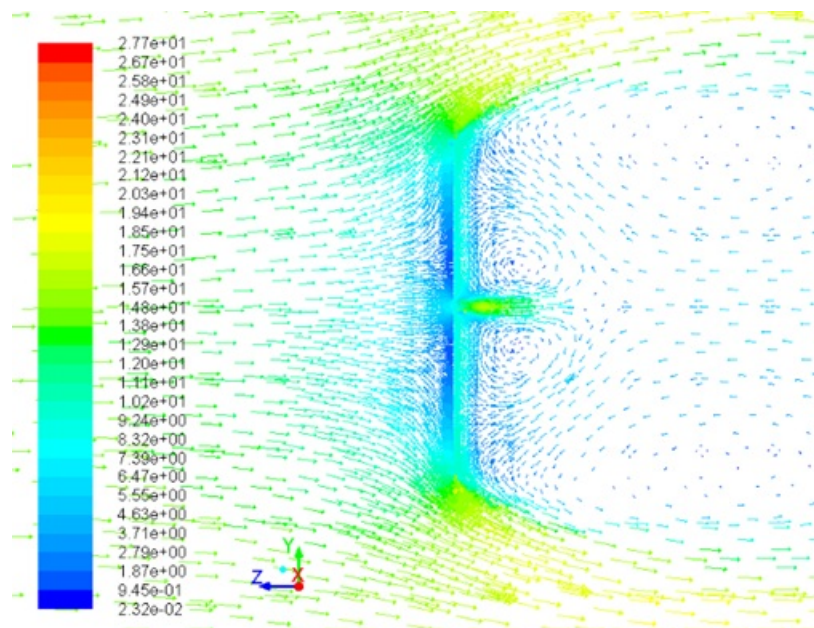
- Velocidade média variando de 5 até 15 m/s na superfície de entrada (mostrada na Fig. 5.7) na direção  $z$ ;
- Intensidade de turbulência na entrada definida com valores de  $k$  e  $\varepsilon$ , igual a  $1m^2/s^2$  e  $1m^2/s^3$ ;
- Na superfície de saída foi imposta a condição de outflow ou fluxo de saída;



**Figura 5.7:** Condições de contorno

Os parâmetros termodinâmicos utilizados foram: massa específica do ar,  $\rho = 1,2\text{kg}/\text{m}^3$  e a viscosidade dinâmica,  $\mu = 1,7894e - 0,5\text{kg}/\text{ms}$ .

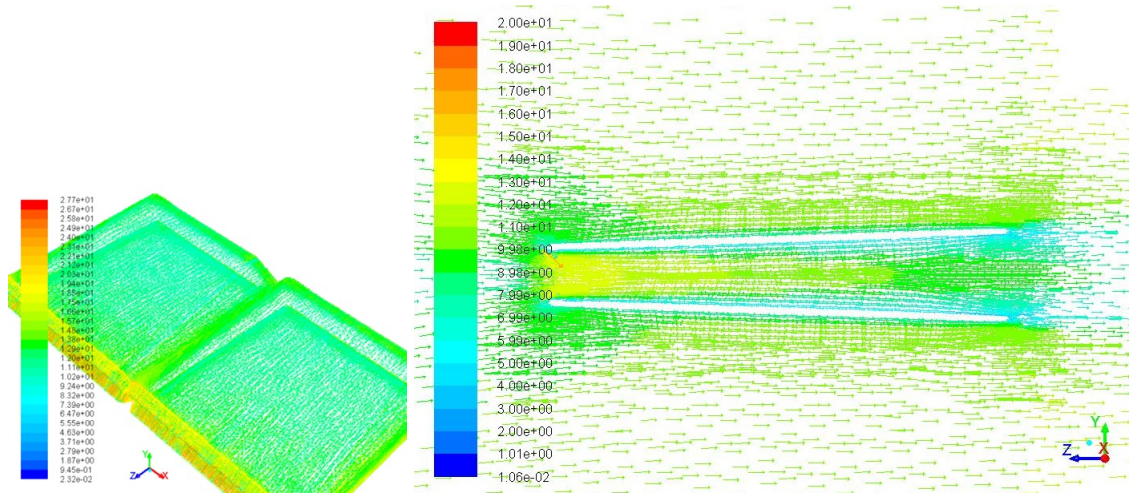
### 5.1.5 Resultados da simulação numérica em regime permanente



**Figura 5.8:** Perfil de velocidades no plano do painel aberto

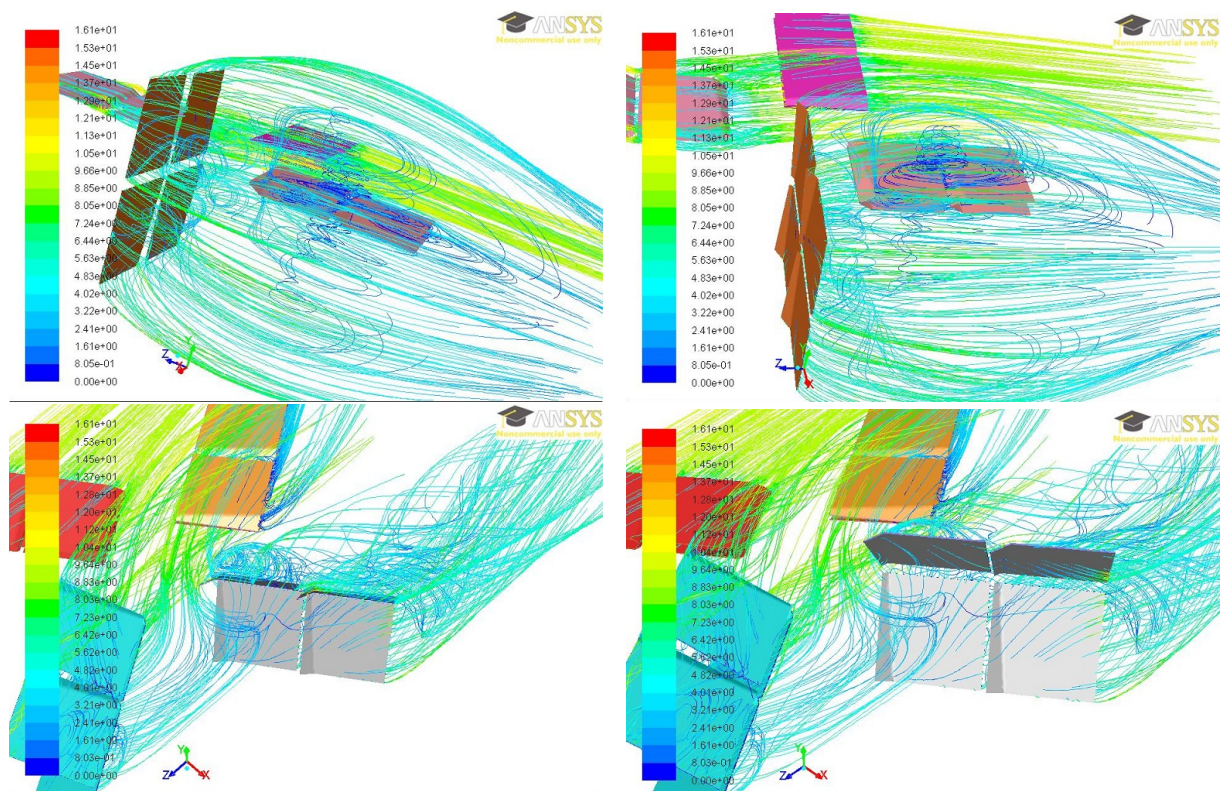
Na simulação numérica em regime permanente é possível observar a interação do es-

coamento entre as pás em um instante determinado simulando que elas estão detidas naquele instante, assim como também observar o comportamento da esteira e assim analisar o torque no rotor de forma estática.



**Figura 5.9:** Perfil de velocidades para um painel totalmente fechado

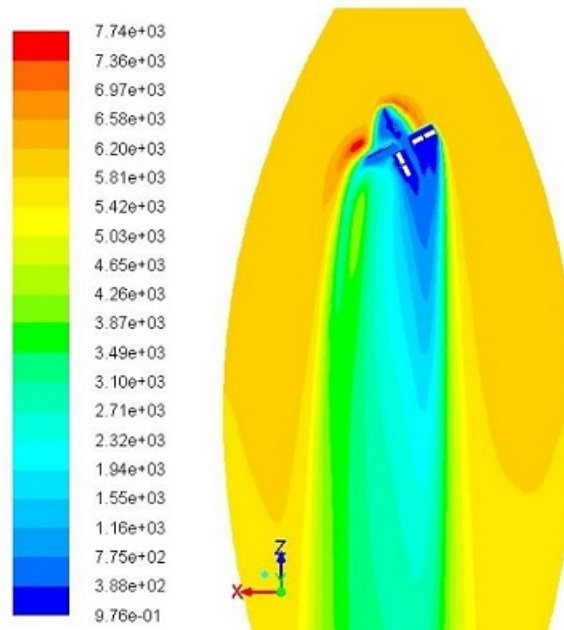
Fig. 5.8 mostra o campo de velocidades no plano z-y de um painel totalmente aberto, para uma velocidade de incidência de 15 m/s. Verificando-se altas regiões de estagnação do lado de pressão e a geração de vórtices no lado de sucção, o que representa uma região de dissipação, resultando em perdas na hora da conversão da energia.



**Figura 5.10:** Linhas de corrente da velocidade no rotor estatico

Na Fig. 5.9 se mostra os vetores de velocidade para um painel totalmente fechado.

A Fig. 5.10 mostra as linhas de corrente de velocidade no rotor estático, identificando-se as formações de vórtices detrás das pás abertas, o que compromete consideravelmente a captação de vento da próxima pá na hora do giro e conseqüentemente produz uma perda no rendimento geral da turbina eólica.



**Figura 5.11:** Contornos de Viscosidade Turbulenta

Para entender mais um pouco da geração de vórtices nas proximidades do rotor e sua esteira, tem-se a Fig. 5.11, que mostra os contornos de viscosidade turbulenta num plano médio do volume de controle, indicando as regiões de maior intensidade de vorticidade.

**Tabela 5.2:** Valor do torque para cada posição de giro de 0° até 90°

Abertura da pá (°)	Velocidade (m/s)				
	5	7	10	12	15
<b>Torque (N.m)</b>					
0	2,77	4,52	10,17	14,42	22,16
9	2,77	5,19	10,2	14,46	22,24
18	2,72	5,09	9,99	14,15	21,75
27	2,7216	5,0865	9,9346	14,026	21,4517
36	2,7298	5,1367	10,1808	14,5	22,4351
45	2,71	5,15	10,4	14,94	23,27
54	2,4644	4,5121	8,79	12,4178	19,011
63	2,4834	4,5549	8,9214	12,5522	19,2343
72	2,683	4,987	9,7685	13,8334	21,2476
81	2,799	5,2205	10,2618	14,5518	22,3822
<b>Media</b>	<b>2,68512</b>	<b>4,94477</b>	<b>9,86171</b>	<b>13,9851</b>	<b>21,5182</b>

A Tabela 5.2 mostra os valores do torque em N-m obtidos para cada caso de posição e velocidade com base nas formulações utilizadas no FLUENT® (Apêndice B).

A Tabela 5.3, apresenta os valores para a potencia de eixo, desconsiderando as perdas mecânicas, para estimativa da potencia em DFC foi considerada a hipótese que a velocidade periférica na ponta do painel é aproximadamente igual a velocidade de incidência do vento, resultando no valor da rotação angular.

O valor do coeficiente de potência na ordem de 15% pode considerado baixo quanto comparado com os rotores de hélice de 3 pás, entretanto a faixa esta compreendida na categoria de turbinas eólicas de arrasto deve-se destacar que este tipo de geometria pode permitir operar em qualquer direção do vento, podendo ser empilhada em forma de torre para a obtenção de maiores torques e potências.

**Tabela 5.3:** Cálculo do coeficiente de potência

Velocidade (m/s)	Rotação (rad/s)	Torque (N.m)	Potência do Ar (W)	Potência DFC (W)	Coefficiente de potencia
5	7,45156	2,68512	121,25	20,0083	0,16502
7	10,4322	4,94477	332,71	51,5848	0,15504
10	14,9031	9,86171	970	146,97	0,15152
12	17,8838	13,9851	1676,16	250,106	0,14921
15	22,3547	21,5182	3273,75	481,033	0,14694

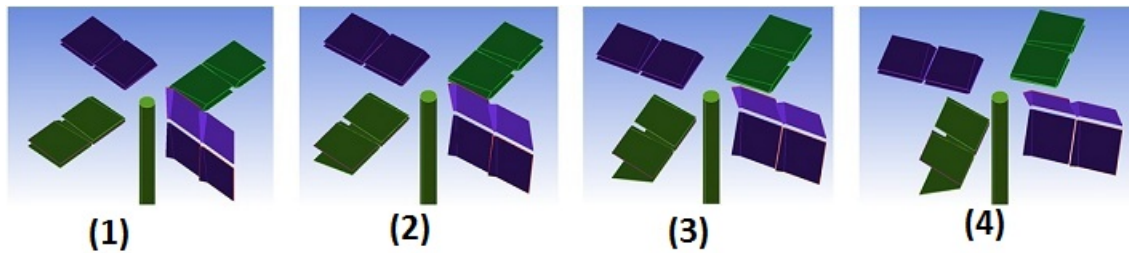
## 5.2 Simulação Numérica em Regime Transitório

### 5.2.1 Hipóteses para a simulação numérica em regime transitório

Com o objetivo de realizar uma análise correspondente com o comportamento natural da turbina, nesta abordagem foram estabelecidos dois domínios computacionais, com a finalidade de fazer o rotor girar dentro de um domínio fixo, foi criada uma esfera nas proximidades do rotor, por limitações computacionais não é possível fazer com que as pás abram e fechem, porém para estabelecer as posições das pás foi considerada uma abertura linear, e realizados os cálculos para 4 posições características do rotor, como mostra a Fig. 5.12, o que representa um quarto de volta do rotor, assumindo que o movimento é o mesmo para uma volta inteira.

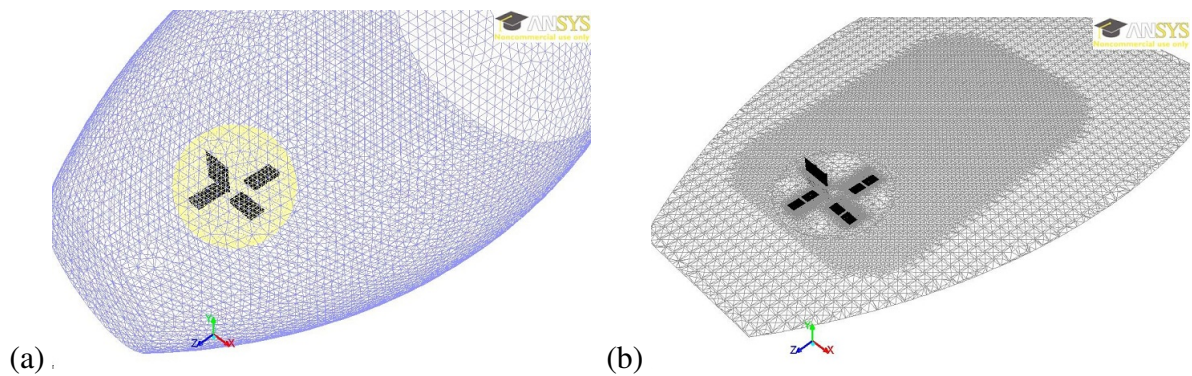
### 5.2.2 Malha para regime transitório

Para a simulação numérica em regime transitório foi necessário o aprimoramento da discretização do domínio computacional com a finalidade de obter resultados mais confiáveis,



**Figura 5.12:** Posições características para análise transitorio

fazendo a adaptação de dois domínios computacionais, o fixo e o rotacional, o domínio computacional móvel está representado por uma esfera nas proximidades do rotor como mostra a Fig. 5.13a



**Figura 5.13:** (a) Detalhe do domínio móvel para análise transitorio, (b) Refinamento da malha para análise transitorio

Outra mudança importante para esta nova simulação foi o refinamento da malha atrás do rotor com a finalidade de uma melhor captura dos efeitos da estera (Fig. 5.13b), a malha tem um total de 5.909.692 elementos.

### 5.2.3 Condições de contorno

Para o cálculo do campo de escoamento no rotor eólico em regime transitorio foi utilizado o modelo de turbulência  $k - \varepsilon$ , com funções de parede pré-definidas para o cálculo adequado de  $y^+$ . O domínio externo foi considerado inercial, enquanto o domínio da esfera que contém o rotor, como domínio não inercial, com rotações variáveis para cada velocidade de incidência do vento.

O passo de tempo foi estabelecido em função da velocidade angular de rotação e o número de passos de tempo caracterizando 3.0 voltas do rotor, para 5 m/s uma rotação de 130 rpm, com um step time de 0,01, um time step de 140 e critério de convergência de 80 iterações máximas.

### 5.2.4 Resultados da simulação numérica em regime transitorio

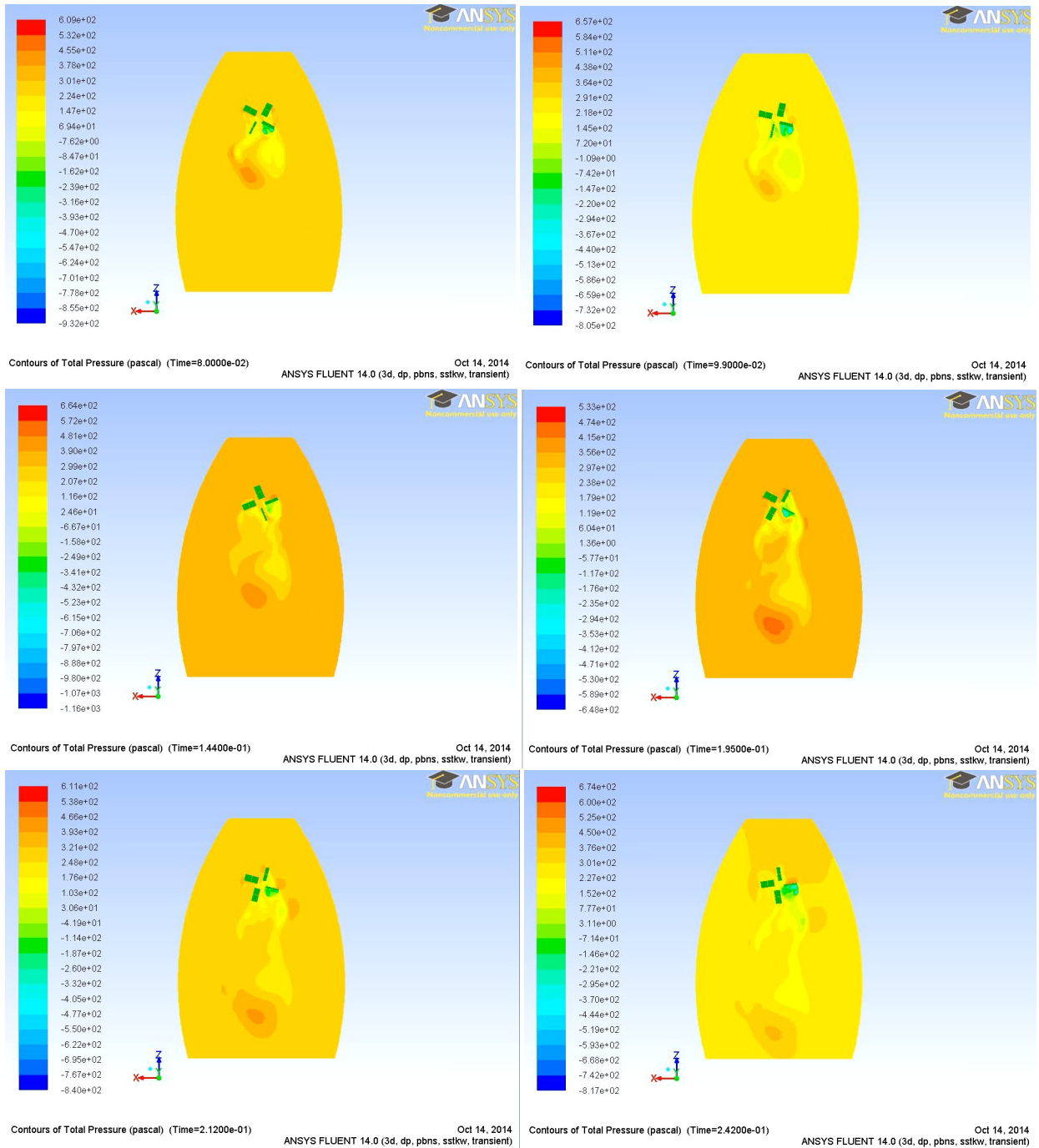


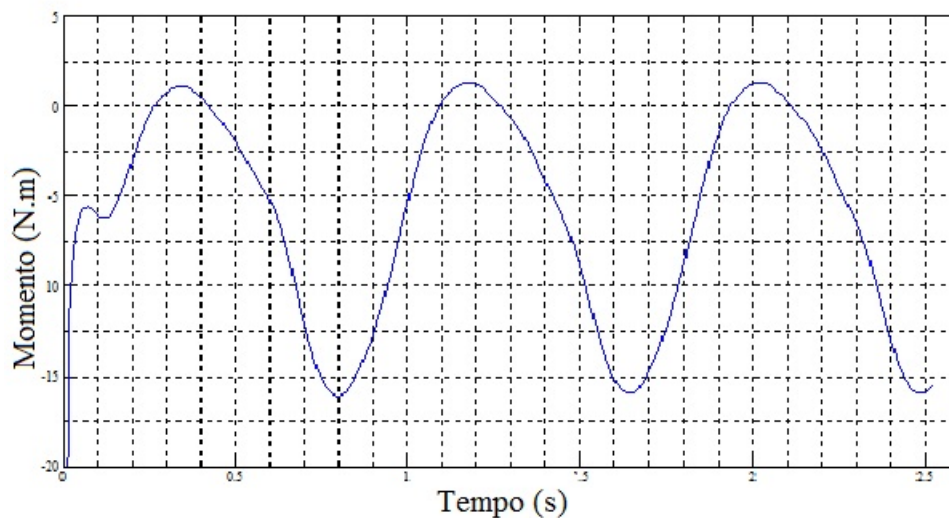
Figura 5.14: Contorno de pressão

Na simulação numérica em regime transitorio é possível observar a interação do escoamento entre as pás, como também observar o comportamento da esteira de forma temporal e assim analisar as variações de torque no rotor.

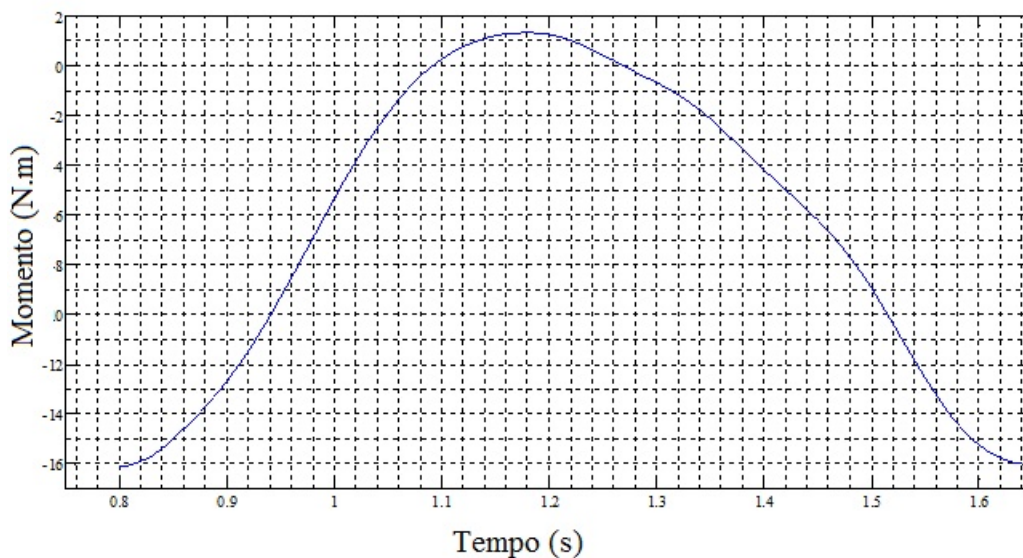
A Fig. 5.14 mostra os contornos de pressão ao longo do domínio, mostrando a intensidade da esteira à jusante do rotor, onde regiões de maior intensidade são próximas ao rotor,

dissipando-se na esteira de forma gradativa. Nesta abordagem, verifica-se também que o domínio computacional externo ao rotor é suficientemente extenso para capturar a esteira.

Para o cálculo do momento em função do tempo, foram estabelecidas a rotação e a velocidade do vento para cada posição nas análises transitórias. A Fig. 5.15, mostra a variação do momento no tempo para a primeira posição (Fig 5.12), para a velocidade de 5m/s, com um tempo total de 2,5 s, resultando em três voltas do rotor. Para o cálculo do momento é utilizado um único período, como mostra a Fig. 5.16 com tempo de 0,8 s.



**Figura 5.15:** Variação do momento no tempo para 5m/s na posição 1

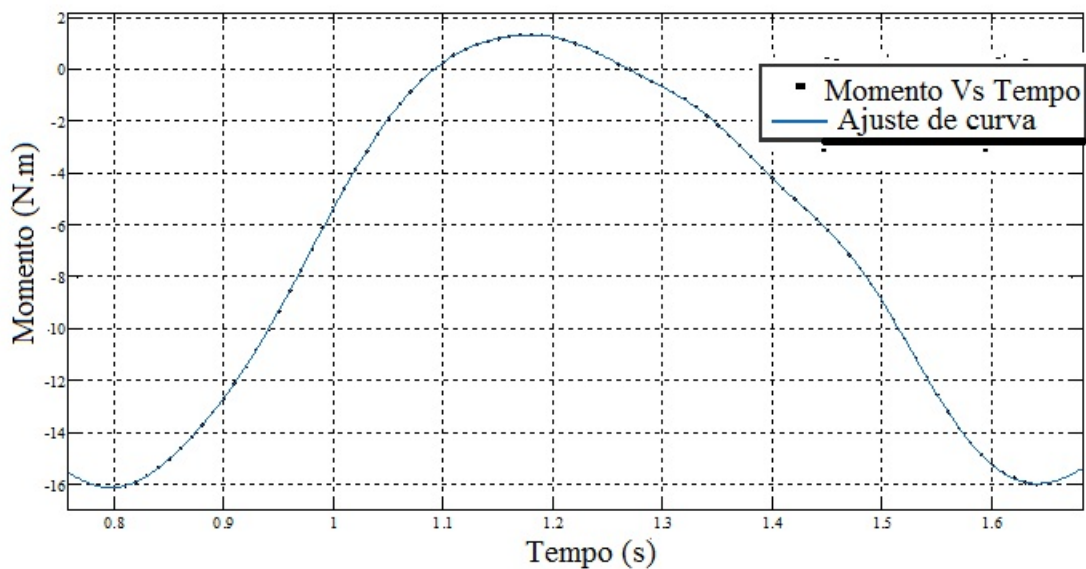


**Figura 5.16:** Variação do momento no tempo em um período para 5m/s na posição (1)

Uma vez identificado o período da variação do momento, foram selecionados os pontos que representam o valor do momento nesse tempo, com a ferramenta de análise de interpolação

do programa MatLab®, através do ajuste de curvas pelo método de Fourier de grau 8, foi obtida a equação que representa o comportamento da curva,  $\tau(t) = \tau'$ , o momento em função do tempo.

A Fig. 5.17, mostra a curva de ajuste pelo método de Fourier e os pontos de variação do momento em função do tempo. A mesma metodologia de ajuste também foi utilizada para o cálculo do momento nas outras posições, resultando diferentes valores dos coeficientes da função aproximada.



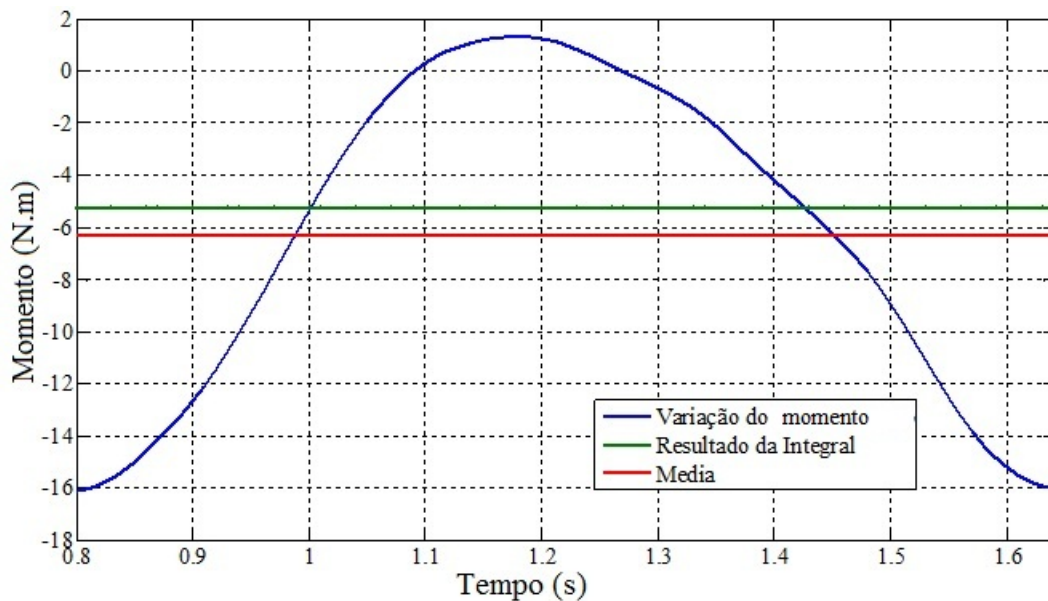
**Figura 5.17:** Ajuste de curva pelo método de Fourier

Com base na função de aproximação, é possível obter o valor do momento calculado através da integral da função definida, o que representa um resultado mais apropriado considerando o modelo transitório. Outra aproximação pode ser feita simplesmente, através do cálculo da média aritmética do momento. A Fig. 5.18 mostra a comparação no valor do momento calculado com base na integral e na media aritmetica, verifica-se que o momento calculado pela integral é superior ao valor do momento com referencia ao valor médio, sendo assim, e querendo minimizar os erros no cálculo, as análises posteriores serão realizadas com base na integral do momento.

$$\begin{aligned}
 f(x) = & a_0 + a_1 \cos(xw) + b_1 \sin(xw) + a_2 \cos(2xw) + b_2 \sin(2xw) \\
 & + a_3 \cos(3xw) + b_3 \sin(3xw) + a_4 \cos(4xw) + b_4 \sin(4xw) \\
 & + a_5 \cos(5xw) + b_5 \sin(5xw) + a_6 \cos(6xw) + b_6 \sin(6xw) \\
 & + a_7 \cos(7xw) + b_7 \sin(7xw) + a_8 \cos(8xw) + b_8 \sin(8xw)
 \end{aligned} \tag{5.1}$$

Onde:  $a_0 = -7.816$ ,  $a_1 = 3.311$ ,  $b_1 = 8.424$ ,  $a_2 = 0.1101$ ,  $b_2 = 0.7298$ ,  $a_3 = 0.6109$ ,  $b_3 =$

$0.8096, a_4 = 0.1361, b_4 = -0.4259, a_5 = -0.2065, b_5 = 0.1721, a_6 = 0.1113, b_6 = 0.03913, a_7 = 0.06411, b_7 = 0.004594, a_8 = -0.04984, b_8 = -0.02461, e w = 6.15$



**Figura 5.18:** Comparação do resultado da integral com a média aritmética dos dados

Uma vez obtido o momento para cada posição e realizado o cálculo da média do momento em todas as posições analisadas, obtense assim o valor aproximado do momento para cada velocidade do vento.

A Tabela 5.4 mostra os resultados do momento e as medias dos momentos em todas as posições para diferentes velocidades do vento. Alguns pontos não foram reportados devido a problemas operacionais no HPC (Hight Personal Computer), porém em vista que a tendência do resultado para essas velocidades é similar o resultado do estudo não é comprometido.

**Tabela 5.4:** Resultado da integral do momento no tempo para cada posição

Abertura da pá	Velocidade (m/s)				
	5	7	10	12	15
<b>Momento (N.m)</b>					
0	5,2399	-	10,6951	11,9779	14,9434
9	5,0014	6,8669	9,6849	11,5571	14,3258
18	-	6,5432	9,1581	10,9294	13,1476
27	-	6,2132	8,7689	10,5297	-
<b>Media</b>	<b>5,1207</b>	<b>6,5411</b>	<b>9,57675</b>	<b>11,248525</b>	<b>14,1389333</b>

Foram analisadas 4 posições das pás simulando o movimento delas enquanto o rotor gira, assumindo que tivessem aquela posição durante a volta de 360 graus, porém observando o comportamento real da turbina, as pás só possuem abertura entre 0 e 180 graus, tomando como referência a posição onde a velocidade de vento esta perpendicular a turbina eólica, nesta análise as pás conservam a mesma posição durante todo o giro.

A Tabela 5.5, apresenta os valores obtidos nas análises transitórias para rotação, momento e potência de eixo, mostrando valores de coeficiente de potencia máximo de 15% para a velocidade de 5m/s, o que indica que este tipo de turbina eólica tem mais eficiência a baixas velocidades e dando um ponto de partida para novas análises.

**Tabela 5.5:** Resultados da análise transitório

Velocidade (m/s)	Rotação (rad/s)	Momento (N.m)	Potencia (W)
5	7,45	2,560325	19,0744213
7	10,43	3,27055	34,1118365
10	14,9	4,788375	71,3467875
12	17,88	5,6242625	100,561814
15	22,35	7,06946667	158,00258

### 5.3 Análise e Validação de Resultados Numéricos com dados experimentais

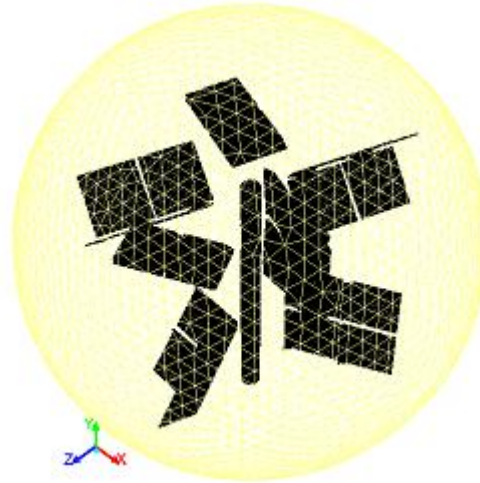
Com o objetivo de validar os resultados numéricos, foi representado geometricamente o protótipo da DEC, do ensaio experimental para realizar as simulações em DFC em regime transitório, utilizando como condição de contorno a velocidade de incidência e rotação obtidas dos ensaios experimentais.



**Figura 5.19:** Geometria para simulação numérica

A geometria utilizada para esta análise foi a representação de uma posição fixa da turbina como mostrada na Fig. 5.19, composta por os dois rotores, cada um com oito pás e o eixo vertical.

Na Fig. 5.20, mostra o domínio não inercial do rotor, onde a malha foi gerada com base no script na linguagem *tlc/tk* para ser interpretado pelo programa ICEM-CFD, resultando um total 5.478.993 elementos, com  $y+$  dentro dos parâmetros estabelecidos na lei de parede como mostrado no item 5.1.3.

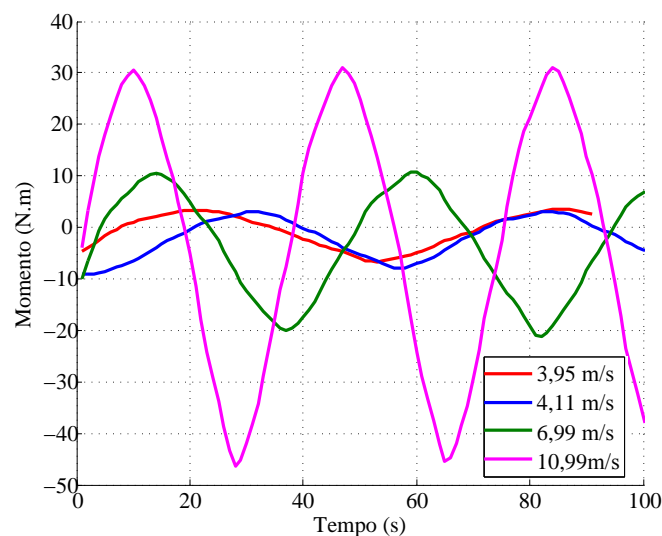


**Figura 5.20:** Discretização do domínio com dois rotores

**Tabela 5.6:** Resultados da simulação numérica com dados de entrada dos ensaios

Velocidade (m/s)	Rotação (rpm)	Momento (N.m)	Potência DFC (W)	Potência do ar (W)	Cp
3,9567	18,6667	3,9778	7,775693	48,7388	0,159538
4,1104	23,0794	5,2792	12,75914	54,6396	0,233514
6,9969	33,1071	6,766	23,4575	269,51	0,087038
10,9927	40,4444	8,961	37,95277	1045,156	0,036313

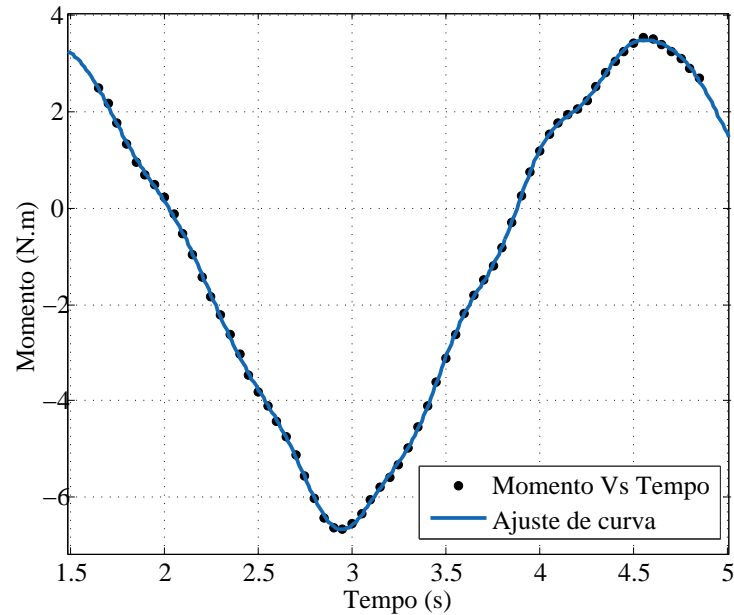
A Tabela 5.6, mostra os resultados obtidos da integral do momento em função do tempo para quatro velocidades do vento.



**Figura 5.21:** Momento no tempo para cada velocidade do vento

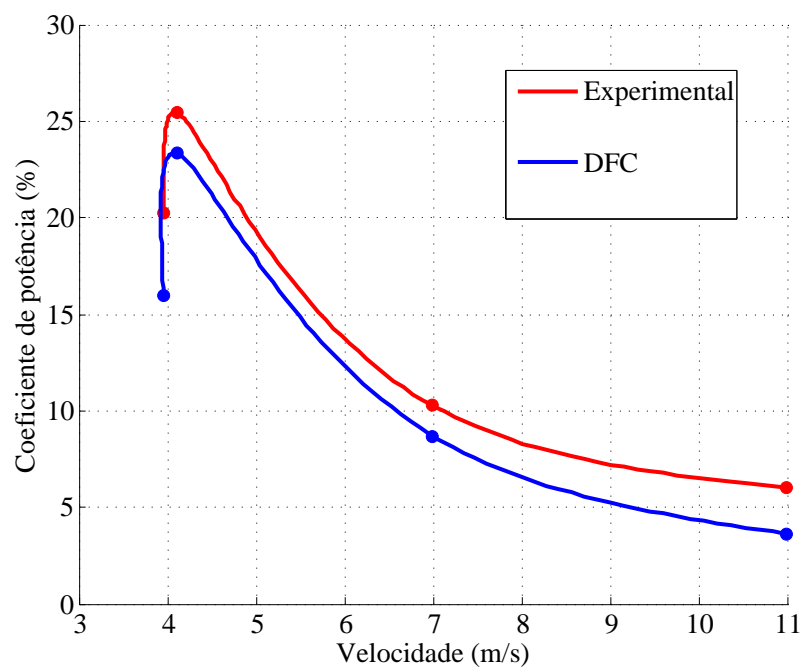
O procedimento para o cálculo do momento foi o mesmo utilizado nas análises de um único rotor, a Fig. 5.21, mostra a variação do momento em função do tempo para cada veloci-

dade do vento, verificando-se maiores variações do momento para com maiores velocidades do vento.



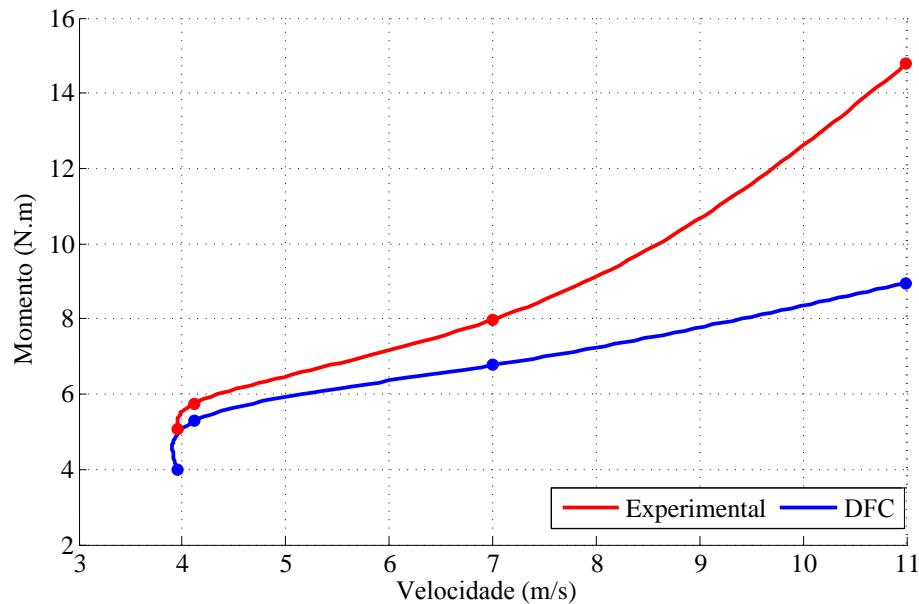
**Figura 5.22:** Momento no tempo para 3,9567 m/s

A Fig. 5.22, mostra a aproximação da curva de momento em função do tempo para a velocidade de 3,9567 m/s, através da função Fourier de grau 8.



**Figura 5.23:** Comparação do coeficiente de potencia na análise numérica e experimental

Na Fig. 5.23, apresenta o gráfico da variação do Coeficiente de Potência em função da velocidade do vento. Em linha azul, mostra o comportamento da simulação utilizando o modelo de turbulência k-e onde oferece uma descrição dos fenômenos físicos, onde para maiores velocidades de vento tem-se valores menores de  $C_p$ , como constatado pelos ensaios experimentais.



**Figura 5.24:** Comparação do momento na análise numérica e experimental

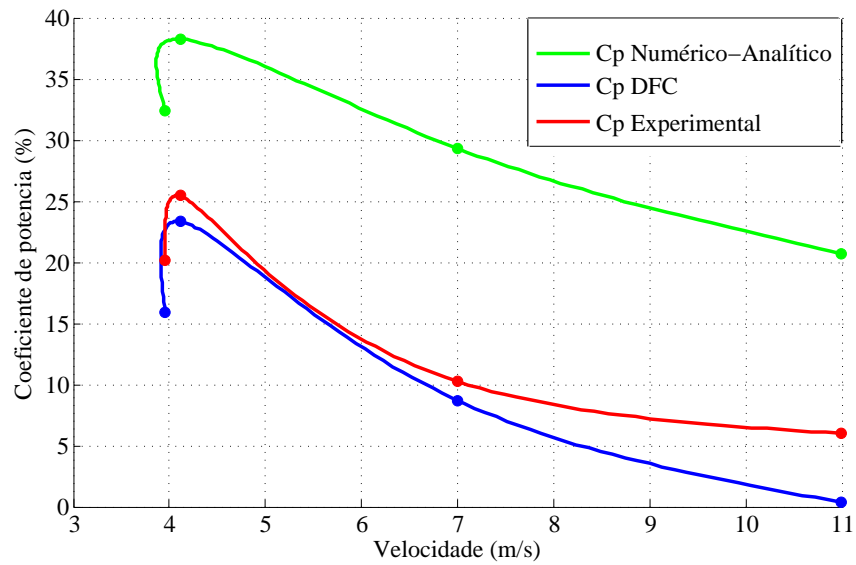
Na Fig. 5.24, mostra a variação de momento em função da velocidade do vento, onde verificam-se comportamentos similares, resultando a curva de momento experimental menos dissipativa que a da simulação numérica.

A Tabela 5.7 e o gráfico da Fig. 5.25 representam a comparação entre os métodos de análises estudados neste trabalho, observando diferenças significativas entre o método Numérico-Analítico, e os métodos em DFC e experimental.

**Tabela 5.7:** Resultado do coeficiente de potencia para cada metodo

Velocidade (m/s)	Cp Teorico-Nuemerico	Cp Numerico	Cp Experimental
3,9567	0,3241	0,1595	0,2017
4,1104	0,3826	0,2335	0,2544
6,9969	0,2933	0,087	0,1026
10,9927	0,2072	0,00363	0,0599

Entretanto, esta diferença pode ser justificada pela simplificação na simulação numérica onde limita a modelagem com 3 graus de liberdade estabelecendo como critério situar uma posição fixa das palhetas da turbina, o que gera maiores regiões de dissipação de energia no giro, perturbando o escoamento da próxima pá, convertendo-se em perda e resultando em menor coeficiente de potencia, de forma diferente a o desempenho real da turbina que consiste exatamente



**Figura 5.25:** Coeficiente de potencia para diferentes análises

em fechar as palhetas na zona de embandeiramento evitando algumas perdas, que são refletidas no resultado da quantidade de energia aproveitada do vento.

# Capítulo 6

## Conclusões e Recomendações para Trabalhos Futuros

### 6.1 Conclusões

Inicialmente foi realizada uma análise analítica e numérica, aplicada a uma pá submetida à força do vento, com objetivo de prever o comportamento deste tipo de máquina. A análise analítica, embora muitas simplificações, permitiu mostrar a tendência do comportamento do rotor DEC, para posteriores análises mais complexas, lembrando para esta análise, os coeficientes de arrasto do rotor foram obtidos a partir de análises numéricas.

A simulação numérica para turbinas eólicas com as características de movimento mecânico das pás, ainda não são possíveis, devido um enfoque com 3 graus de liberdade que ainda não estão disponíveis nos códigos comerciais atuais (Fluent® e CFX®). Nesse sentido foram realizadas duas abordagens simplificadoras permitindo a rotação do rotor numa posição fixa das pás, uma em regime permanente e outra em regime transitório.

A primeira abordagem foi uma simulação numérica em regime permanente de um rotor composto por quatro pás, sendo cada uma de oito painéis, onde foi realizado o cálculo do momento para diferentes posições do rotor, foi possível obter uma aproximação do momento para diferentes condições de rotação e velocidade do vento, conseguindo assim a curva de desempenho da turbina DEC.

A segunda abordagem adotada na simulação numérica foi a análise transitória onde foi inserida a rotação do rotor, verificando-se mudança no resultado do momento, quando comparado com o modelo estático, onde os efeitos transitórios do campo de escoamento associados a altos níveis de turbulência, fluxos secundários e vorticidade provocam grandes interferências entre as pás.

O desempenho da turbina eólica DEC nesta primeira etapa de desenvolvimento indica que

é uma turbina com coeficiente de potência reduzido, similar às turbinas de arrasto convencionais, porém eficiente a baixas velocidades, conforme corroborado pelos ensaios experimentais.

É importante destacar que os estudos numéricos, realizados durante o trabalho foram comparados com os resultados experimentais da DEC, realizados no laboratório de turbinas eólicas no campus da UNIFEI, esses ensaios também representaram um teste para o protótipo que foi objeto de estudo neste trabalho, observando-se problemas gerais no projeto mecânico da turbina, assim como também altos níveis de ruído e vibração durante o funcionamento.

Destacando a particularidade desta turbina eólica e sendo este estudo incomum foi analisado o campo de escoamento (permanente e transitório) de forma a compreender os mecanismos dissipativos de energia para posteriores recomendações com respeito à melhora de projeto aerodinâmicos.

O trabalho mostra que as hipóteses abordadas na análise numérica, mostraram-se coerentes com os resultados experimentais, validando a metodologia da simulação numérica, viabilizando posteriores estudos, como as interações fluido / estrutura, assim como também novas configurações geométricas sem a necessidade de realizar o ensaio experimental para cada novo projeto. Pode-se concluir que neste trabalho têm-se algumas contribuições inovadoras de conteúdo tecnológico: Uma análise analítica, simulação numérica e experimental obtendo curva de potência e desempenho, para uma Turbina eólica (Dulcetti Eolic Converter) de configuração não convencional e nunca antes estudada.

## 6.2 **Trabalhos Futuros**

As análises realizadas neste trabalho na turbina DEC, geraram questionamentos no sentido de melhorar a eficiência deste tipo de máquinas. Dentre as características aerodinâmicas, é importante obter geometrias que representem menores coeficientes de arrasto com base em sistemas de controle. Por outro lado é importante estender a configuração base empilhando maior número de rotores e aumentando o numero de painéis em cada braço do rotor.

Com base em técnicas de otimização multidisciplinar deve-se projetar um rotor eficientemente aerodinâmico que possa suportar todos os esforços dinâmicos e mecânicos .

Sendo a DEC um conceito relativamente pouco estudado, existem várias áreas onde será do maior proveito um estudo mais aprofundado. O forte crescimento do sector da energia eólica e, em particular, o esperado desenvolvimento da micro-geração, tornará estas áreas de estudo de grande interesse, promovendo uma grande visibilidade dos estudos efetuados e respectivos centros de investigação. Alguns dos trabalhos possíveis para desenvolvimento são:

- Estudo do modelo existente para a previsão do comportamento estrutural da DEC. Sugere-se o estudo de vários modelos, inclusive computacionais e comparação com resultados

experimentais. No caso de modelos computacionais, importa tentar quantificar diferentes parâmetros como, por exemplo, as características da malha para análise de diferentes tipos de materiais que possibilitem a melhora no protótipo existente. Um grande objetivo seria facilitar a escolha de modelos computacionais de análises estruturais a usar em trabalhos posteriores.

- Desenvolvimento de uma bancada de testes de circuito de túnel de vento fechado, facilmente adaptável a diferentes configurações. Sugere-se também o desenvolvimento de um sistema semelhante ao que foi desenvolvido neste trabalho para a obtenção de resultados experimentais, com condições ambientais reais. Espera-se, no entanto, o desenvolvimento e implementação de sistemas de instrumentação que permitam uma recolha de dados automatizadas e de elevada qualidade. Este sistema poderia ser desenvolvido para utilização exterior, em túnel de vento ou em outras condições possibilitando a implementação de muitos estudos relativos a vários parâmetros como os tipos de perfis usados, vibração, ruído, etc.
- Comparação das diferentes configurações utilizando os recursos disponíveis no modelo DEC não só do ponto de vista teórico de comparação de vantagens e desvantagens da movimentação das palhetas, mas também do ponto de vista, energético, por exemplo, através da simulação de resultados de diferentes posições das pás. Comparação da variação da geometria não só do ponto de vista numérico com os métodos utilizados neste trabalho mais também de comparação de vantagens e desvantagens da movimentação das palhetas e sua relação com variáveis como vibração, ruído e coeficiente de potência.

## 6.3 Apoio Financeiro da Pesquisa

Para o desenvolvimento do presente trabalho o pesquisador conta com o apoio da CAPES-Coordenação de Aperfeiçoamento de Pessoal de Nível Superior, através de uma bolsa de estudos. O custo experimental, de fabricação da bancada de testes e dos equipamentos necessários, para as análises propostas na metodologia estão incluídas no projeto de pesquisa ***APLICABILIDADE DE NOVA TECNOLOGIA DE EXTRAÇÃO DE ENERGIA DO VENTO PARA TURBINA EÓLICA VERTICAL, UTILIZANDO PÁS DOBRÁVEIS E ARTICULADAS, PD-EÓLICAS ANEEL PD 0394 1259/2013***, financiado por FURNAS.

# Referências Bibliográficas

- Akawa(2010)** J. V. Akawa. Análise Aerodinâmica de Turbinas Eólica Sabonius Empregando Dinâmica dos Fluidos Computacional.
- Alexandre e Paulo(2013)** Jorge Alexandre e Rente Paulo. Construção , Desenvolvimento e Otimização de Concentrador e Difusor para Turbina Eólica.
- Aneel(2015)** Aneel. Atlas Energia Eólica. Relatório técnico.
- ANSYS(2014)** ANSYS. ANSYS Fluent-Solver Theory Guide. *Release 14nd. ed. Canonsburg: [s.n.]*.
- Bhutta et al.(2012)** M. Bhutta, M. Aslam, e M. Hayat. Vertical Axis Wind Turbine â A Review Of Various Configurations And Design Techniques. *Elsevier, Renewable and Sustainable EnergyReviews*, páginas 1926–1939.
- Botelho(2011)** Guilherme de Oliveira Botelho. Desenvolvimento de uma Turbina Eólica de Eixo Vertical Engenharia Aeroespacial.
- Bradshaw(1987)** Peter Bradshaw. Turbulent Secondary Flows. *Annual Review of Fluid Mechanics*, páginas 53–74.
- Camargo et al.(2001)** Odilon Camargo, michael brower, john zack, e antonio leite de sá. Atlas do potencial Eólico Brasileiro .
- Carnielutti et al.(2010)** Fernanda M. Carnielutti, Matheus Martins, e Humberto Pinheiro. Caracterização da qualidade de energia e desempenho de potência de turbinas eólicas f. 21: 1866–1873.
- Castelli et al.(2010)** Marco Raciti Castelli, Guido Ardizzon, Ernesto Benini, e Giorgio Pavesi. Modeling Strategy and Numerical Validation for a Darrieus Vertical Axis Micro-Wind Turbine . *ASME 2010 International Mechanical Engineering Congress and Exposition*, páginas 409–418.
- Czecoski(2015)** Evandro Czecoski. Projeto de um sistema articulado das pás de um gerador eólico vertical , 2015.

- Dobrev e Massouh(2011)** Ivan Dobrev e Fawaz Massouh. CFD an PIV investigation of unsteady flow through Savonius wind turbine. *Energy Procedia*, páginas 711–720.
- Fernandes()** Victor de Brito Fernandes. *Projecção e teste de uma turbina eólica de eixo vertical*. Tese de Doutorado.
- Garcia et al.(2006)** Sérgio Boscato Garcia, Gabriel Cirilo Da Silva Simioni, e Jorge Antonio Villar Alé. Aspectos de Desenvolvimento de Turbina Eólica de Eixo Vertical.
- Grubb e Meyer(1993)** M. J Grubb e N. I. Meyer. Wind energy: resources, systems and regional strategies. *Renewable energy: sources for fuels and electricity*.
- GWEC(2015)** Global Wind Energy Council GWEC. Global wind report 2015.
- Hartwanger e Horvat(2008)** David Hartwanger e Andrej Horvat. 3D modelling of a wind turbine using CFD. *NAFEMS UK Conference 2008. Engineering Simulation: Effective Use and Best Practice*.
- Jorge et al.(2009)** Antonio Villar Alé Jorge, Cirilo da Silva Simioni Gabriel, e A. Chagas João. Procedimentos Laboratoriais Para Ensaio De Aerogeradores. páginas 5–7.
- Layton(2006)** Julia Layton. Como funciona a energia Eólica. A moderna tecnologia de geração Eólica.
- Li et al.(2012)** Yuwei Li, Kwang-Jun Paik, Tao Xing, e Pablo M. Carrica. Dynamic overset CFD simulations of wind turbine aerodynamics. *Renewable Energy 37*, páginas 285–298.
- Lomax et al.(2002)** H Lomax, TH Pulliam, DW Zingg, e TA Kowalewski. Fundamentals of Computational Fluid Dynamics, 2002. ISSN 00036900.
- Manwell et al.(2009)** James Manwell, Jon McGowan, e Anthony Rogers. *Wind Energy Explained â Theory, Design and Application*. John Wiley & Sons, Ltd.
- Marques(2004)** Jeferson Marques. Turbinas Eólicas : Modelo , Análise E Controle Do Gerador De Indução Com Dupla Alimentação. página 158.
- Molarinho(2012)** Manuel Diogo Carmo Molarinho. Projeto de uma turbina eólica de eixo vertical para aplicação em meio urbano Dissertação para obtenção do Grau de Mestre em Engenharia Mecânica Professor João Eduardo Teixeira Borges.
- Nakajima et al.(2008)** M. Nakajima, S. Lio, e T. Ikeda. Performance of Double-step Savonius Rotor for Environmentally Friendly Hydraulic Turbine. *Journal of Fluid Science and Technology*, páginas 410–419.

- Oliveira(2014)** Augusto Antonio Coli Oliveira. Metodologia de Projeto Aerodinâmico de Rotores Axiais e Otimização da Pá com base nos Efeitos de Sweep e Dihedral Metodologia de Projeto Aerodinâmico de Rotores Axiais e Otimização da Pá com base nos Efeitos de Sweep e Dihedral, 2014.
- Petry et al.(2006)** M Petry, G Konzen, e J a V Alé. Ensaio Laboratorial para Testes em Bancada de Geradores Eólicos de Pequeno Porte. *IV CONEM Congresso Nacional de Engenharia Mecânica*.
- Ragheb(2013)** M Ragheb. Vertical axis wind turbines Â©. páginas 1–24.
- Ramos(2006)** Daniel Silva Ramos. Projeto de geração de energia eólica.
- Rocha(2008)** Rafael Vieira Rocha. Simulação de Aerogerador em uma Bancada Experimental.
- Rodrigues(2008)** Eden Junior Nunes Rodrigues. Metodologia de projeto de turbinas eólicas de pequeno porte.
- Sanchez e Font(2011)** Daniel Canalejo Sanchez e Xavier Font. Gerador eólico para uso doméstico. página 57.
- Standards(2006)** Bsi British Standards. BS EN 61400-2:2006 - Wind Turbines - Part 2: Design requirements for small turbines, 2006.
- Suarez(2012)** Willmari Dayana Hernandez Suarez. Critérios de Similaridade para a avaliação do Desempenho de Turbinas éólicas em Escala Reduzida, 2012.
- Sulzy()** Souza Sulzy. TEORIA PRELIMINAR PARA TURBINA EÓLICA VERTICAL. páginas 1–6.
- Versteeg e Malalasekera(2007)** H.K: Versteeg e W. Malalasekera. *An introduction to computational fluid dynamics: the finite volume method*. ISBN 0131274988.
- Villar(1920)** Jorge A. Alé Villar. TURBINAS EÓLICAS DE EIXO VERTICAL. Relatório técnico.
- Wang(2012)** Tongguang Wang. A brief review on wind turbine aerodynamics. *Theoretical and Applied Mechanics Letters* 2, 062001.
- Yao et al.(2012)** J. Yao, W. Yuan, e Wang. Numerical Simulation of Aerodynamic Performance For Two Dimensional Wind Turbine Airfoils. *Elsevier, Energy Procedia*, páginas 86–88.

# Apêndice A

## Linhas de comando do *Script.rlp*

```
## Giro da turbina
set AnTur 360
## Angulo das pas
set An1 0
set An2 -88
set An3 -45
set An4 45
##CONSTRUÇÃO DA PA NA POSIÇÃO INICIAL
ic_geo_new_family GEOM
ic_doco_set_part_color GEOM
ic_empty_tetIn
ic_point {} GEOM pnt.00 671,0,0
ic_point {} GEOM pnt.01 -671,0,0
ic_gui_set va_set(name)
ic_delete_geometry curve names crv.00 0
ic_curve_point GEOM crv.00 {pnt.01 pnt.00}
ic_point {} GEOM pnt.02 671,16.5,0
ic_point {} GEOM pnt.03 421,16.5,0
ic_point {} GEOM pnt.04 671,266.5,0
ic_point {} GEOM pnt.05 421,266.5,0
ic_point {} GEOM pnt.07 414,266.5,0
ic_gui_set va_set(name)
ic_delete_geometry curve names crv.01 0
ic_curve_point GEOM crv.01 {pnt.03 pnt.02}
ic_gui_set va_set(name)
ic_delete_geometry curve names crv.02 0
ic_curve_point GEOM crv.02 {pnt.02 pnt.04}
ic_gui_set va_set(name)
ic_delete_geometry curve names crv.03 0
ic_curve_point GEOM crv.03 {pnt.04 pnt.05}
ic_gui_set va_set(name)
ic_delete_geometry curve names crv.04 0
ic_curve_point GEOM crv.04 {pnt.05 pnt.03}
ic_point {} GEOM pnt.10 437,16.5,0
ic_point {} GEOM pnt.11 467,266.5,0
ic_gui_set va_set(name)
ic_delete_geometry curve names crv.05 0
ic_curve_point GEOM crv.05 {pnt.10 pnt.11}
ic_surface 2-4crvs GEOM srf.00 {0.01 {crv.01 crv.02 crv.03 crv.04}}
ic_set_dormant_pickable point 0 {}
ic_set_dormant_pickable curve 0 {}
ic_geo_project_curve_to_surface crv.05 srf.00 tmp00 GEOM 0 0
ic_geo_trim_surface srf.00 tmp00 1
ic_set_dormant_pickable point 0 {}
ic_set_dormant_pickable curve 0 {}
ic_move_geometry surface names srf.00 rotate 29 rotate_axis {0.1191452206184306 0.992876838486922 0} cent {437 16.5 0}
ic_move_geometry curve names {crv.7 crv.04 crv.2} rotate 29 rotate_axis {0.1191452206184306 0.992876838486922 0} cent {437 16.5 0}
ic_move_geometry point names {GEOM.13 pnt.03 pnt.05} rotate 29 rotate_axis {0.1191452206184306 0.992876838486922 0} cent {437 16.5 0}
ic_geo_reset_data_structures
ic_geo_duplicate_set_fam_and_data surface srf.00 srf.00.0 {} _0
ic_geo_duplicate_set_fam_and_data surface srf.00.cut.0 srf.00.cut.0 {} _0
ic_geo_duplicate_set_fam_and_data curve crv.6 crv.6.0 {} _0
ic_geo_duplicate_set_fam_and_data curve crv.3 crv.3.0 {} _0
ic_geo_duplicate_set_fam_and_data curve crv.2 crv.2.0 {} _0
ic_geo_duplicate_set_fam_and_data curve tmp00 tmp00.0 {} _0
ic_geo_duplicate_set_fam_and_data curve crv.05 crv.05.0 {} _0
```

**Figura A.1:** Detalhes do Script para geração da DEC

A Figura A.1, mostra alguns detalhes da programação do *script.rpl* para geração da geometria e malha, nas simulações computacionais.

# Apêndice B

## Cálculo das Grandezas de Desempenho de Turbomáquinas

O software FLUENT® permite obter as principais grandezas da turbina

### B.1 Vazão mássica

A vazão mássica é calculada por:

$$\dot{m} = \int_A (\rho \vec{v} \cdot \hat{n}) dA \quad (\text{B.1})$$

Onde  $dA$  é o elemento de área na entrada ou saída,  $\vec{v}$  é o vetor velocidade,  $\rho$  é a massa específica do fluido de trabalho (água), e  $\hat{n}$  é o vetor unitário normal a superfície.

### B.2 Pressão total pela média da massa

A pressão total pela media da massa é calculada da seguinte forma:

$$\bar{p}_t = \frac{\int_A (\rho p_t |\vec{v} \cdot \hat{n}|) dA}{\int_A (\rho |\vec{v} \cdot \hat{n}|) dA} \quad (\text{B.2})$$

Onde  $p_t$  é a pressão total.

## B.3 Cálculo dos ângulos pela média da massa

Para a direção radial, o ângulo médio é calculado como:

$$\alpha_{r,m}^- = \tan^{-1} \left( \frac{\int_A (\rho v_r) dA}{\int_A (\rho v_z) dA} \right) \quad (\text{B.3})$$

Para direção tangencial tem-se:

$$\alpha_{\theta,m}^- = \tan^{-1} \left( \frac{\int_A (\rho v_\theta) dA}{\int_A (\rho v_z) dA} \right) \quad (\text{B.4})$$

Onde,  $v_z$ ,  $v_r$  e  $v_\theta$  representam as velocidades axial, radial e tangencial respectivamente.

## B.4 Coeficiente de perdas

O coeficiente de perdas é calculado:

$$K_L = \frac{\bar{P}_{t,i} - \bar{P}_{t,0}}{\frac{1}{2} \rho \bar{v}_i^2} \quad (\text{B.5})$$

Onde  $\bar{P}_{t,i}$  é a pressão total pela média da massa na entrada,  $\bar{P}_{t,0}$  é a pressão total pela média da massa na saída e  $v_i$  é a magnitude da velocidade pela média da massa na entrada.

O coeficiente de perdas normalizado é definido por:

$$K_{L,n} = \frac{\bar{P}_{t,i} - \bar{P}_{t,0}}{\bar{P}_{t,i} - \bar{P}_{S,0}} \quad (\text{B.6})$$

Onde  $\bar{P}_{S,0}$  é a pressão estática pela média da massa na saída.

## B.5 Força axial

A força axial é calculada por:

$$F_a = \left( \int_S (\vec{\tau} \cdot \hat{n}) d_s \right) \cdot \hat{a} \quad (\text{B.7})$$

Onde  $S$  representa as superfícies compreendendo todas as partes rotativas,  $\vec{\tau}$  é o tensor de tensões (tensões de pressão e tensões viscosas),  $\hat{n}$  é o vetor unitário normal a superfície, e  $\hat{a}$  é o vetor unitário paralelo ao eixo de rotação.

## B.6 Torque

O torque nas partes em rotação é calculado da seguinte forma:

$$T = \left( \int_S (\vec{r} \times (\vec{\tau} \cdot \hat{n})) d_s \right) \cdot \hat{a} \quad (\text{B.8})$$

Onde  $\vec{r}$  é o vetor posição.