



UNIVERSIDADE FEDERAL DO CEARÁ
CENTRO DE TECNOLOGIA
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA

MARCO ANTONIO BEZERRA DINIZ

**DESEMPENHO AERODINÂMICO DE UMA TURBINA EÓLICA EM ESCALA,
PERFIL NREL S809, COM DIFERENTES VELOCIDADES ESPECÍFICAS DE
PROJETO.**

FORTALEZA

2014

MARCO ANTONIO BEZERRA DINIZ

**DESEMPENHO AERODINÂMICO DE UMA TURBINA EÓLICA EM ESCALA,
PERFIL NREL S809, COM DIFERENTES VELOCIDADES ESPECÍFICAS DE
PROJETO.**

Dissertação apresentada ao Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica da Universidade Federal do Ceará, como requisito parcial à obtenção do título de Mestre em Engenharia Mecânica. Área de concentração: Processos, equipamentos e sistemas para energias renováveis.

Orientador: Prof. Dr. Paulo Alexandre Costa Rocha.

FORTALEZA

2014

Dados Internacionais de Catalogação na Publicação
Universidade Federal do Ceará
Biblioteca de Pós-Graduação em Engenharia - BPGE

-
- D612d Diniz, Marco Antônio Bezerra.
Desempenho aerodinâmico de uma turbina eólica em escala, perfil NREL S809, com diferentes velocidades específicas de projeto / Marco Antônio Bezerra Diniz. – 2014.
107 f. : il. color., enc. ; 30 cm.
- Dissertação (mestrado) – Universidade Federal do Ceará, Centro de Tecnologia, Departamento de Engenharia Mecânica e de Produção. Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica, Fortaleza, 2014.
Área de Concentração: Processos, Equipamentos e Sistemas Para Energias Renováveis.
Orientação: Prof. Dr. Paulo Alexandre Costa Rocha.
1. Engenharia Mecânica. 2. Turbinas eólicas. 3. Previsão de potência. I. Título.

MARCO ANTONIO BEZERRA DINIZ

**DESEMPENHO AERODINÂMICO DE UMA TURBINA EÓLICA EM ESCALA,
PERFIL NREL S809, COM DIFERENTES VELOCIDADES ESPECÍFICAS DE
PROJETO.**

Dissertação apresentada ao Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica da Universidade Federal do Ceará, como requisito parcial à obtenção do título de Mestre em Engenharia Mecânica. Área de concentração: Processos, equipamentos e sistemas para energias renováveis.

Aprovada em: ___/___/_____.

BANCA EXAMINADORA

Prof. Dr. Paulo Alexandre Costa Rocha (Orientador)
Universidade Federal do Ceará (UFC)

Prof^ª. Dra. Carla Freitas de Andrade
Universidade Federal do Ceará (UFC)

Prof. Dr. Daniel Albiero
Universidade Federal do Ceará (UFC)

A meu Deus.

Aos meus pais, Cícero Batista Diniz e
Antonia Bezerra de Moraes Diniz.

AGRADECIMENTO

Registrar em breves linhas todos aqueles que contribuíram para a realização dessa pesquisa é matéria difícil, senão impossível, visto que a memória é seletiva. Por isso, inicialmente, faço um agradecimento geral a todos que de algum modo se sintam partícipes da confecção deste trabalho, inclusive, ao leitor(a) que agora o tem em mãos.

Em seguida, agradeço a toda a minha família pelo apoio incondicional, mesmo sem amiúde compreender o propósito de tais leituras e tais estudos. Muito obrigado Cícero Batista Diniz, meu pai, homem trabalhador, por mobilizar seus recursos para me dar um bom suporte educacional e por me mostrar o sabor da leitura. À Antônia Bezerra de Moraes Diniz, minha mãe, por se preocupar tanto com meu bem estar – menos por demonstrar com tamanha dramaticidade. Aos meus irmãos, Liko e Bel, por tornar tão apazível uma inevitável convivência. À Carolina de Castro por me aguentar e me tranquilizar em todos os momentos de estresse mostrando-me o lado doce da vida.

Muito obrigado a todos os membros do Laboratório de Aerodinâmica e Mecânica dos Fluidos (LAERO), da Universidade Federal do Ceará, de onde partiu os primeiros bosquejos, rascunhos e ideias que agora tomam forma de dissertação. Deixo um especial agradecimento aos Professores: Dr. Paulo Alexandre Costa Rocha, pela atenção dada em todas as fases do trabalho, pelas indicações de leitura e por me apresentar à Energia Eólica; e Dra. Carla Freitas de Andrade, que em diversos momentos forneceu força pra a continuação deste trabalho.

Um particular agradecimento aos meus queridos colegas Maurício Soares, Thiago Moratti e Whallen Serra pelas conversas inspiradoras e por toda motivação e apoio que esta amizade me forneceu.

Agradeço também aos meus colegas do Laboratório de Aerodinâmica e Mecânica dos Fluidos (LAERO) da Universidade Federal do Ceará (UFC), que em muito contribuíram para o andamento deste trabalho. Em especial ao Diego Vidal, João Paulo (J. P.), Isaac Diego, Rafael Anastácio, Júlio Cesar, Akio Sakumoto, João Vitor, Welbson, Thiago Job, Sergio Max, Danilo e muitos outros dos quais este trabalho não poderia ser concebido.

Obrigado ao Laboratório de Motores de Combustão Interna por fornecerem o Bruce Uchôa para projetar o controle de rotação que foi de grande ajuda neste trabalho. Agradeço também ao professor Dr. André Bueno por sua ajuda e ao aluno Lúcio Filho por divertir a todos os colegas quando era preciso.

À CAPES, pelo apoio financeiro com a manutenção da bolsa de auxílio.

Aos professores participantes da banca examinadora Dra. Carla Freitas de Andrade e Dr. Daniel Albiero pelo tempo, pelas valiosas colaborações e sugestões.

Aos colegas da turma de mestrado, pelas reflexões, críticas e sugestões recebidas.

“De tudo ficaram três coisas...

A certeza de que estamos começando...

A certeza de que é preciso continuar...

A certeza de que podemos ser interrompidos
antes de terminar...

Façamos da interrupção um caminho novo...

Da queda, um passo de dança...

Do medo, uma escada...

Do sonho, uma ponte...

Da procura, um encontro!”

Fernando Sabino

RESUMO

A constância dos ventos brasileiros, e a necessidade de amenizar a demanda das grandes cidades encontraram na energia eólica uma forte parceira. Como uma alternativa na produção de energia elétrica, condomínios e prédios modernos, além de algumas aplicações rurais, têm recorrido às turbinas eólicas de pequeno porte como uma alternativa para sanar suas necessidades. Contudo, a maioria da tecnologia encontrada no mercado é importada e não foi desenvolvida exclusivamente para aplicações no Brasil. A ferramenta mais importante na aerodinâmica experimental é o túnel de vento. Experimentos controlados em escala fornecem um grande número de dados confiáveis, além de fornecer segurança a quem o manuseia. Dada a sua importância, este trabalho tem como objetivo o desenvolvimento, a prototipagem, e conhecer o comportamento de um rotor de turbina eólica em escala sujeito a testes em túnel de vento e comparar os resultados obtidos com os presentes na literatura para um protótipo em escala real. Para tanto, faz necessário o uso de técnicas de correção de efeitos de bloqueio de túnel de vento. Foi projetado e fabricado 4 conjuntos de rotores com valores de velocidade específica de ponta de 6 até 9 ($\lambda_p = 6, 7, 8$ e 9). Os testes foram conduzidos em um túnel de vento onde foram coletados dados de velocidade de escoamento livre, velocidade de escoamento com a turbina em operação, além de medidas de velocidade angular e torque gerado pelas pás, com a finalidade de conhecer a curva de potência de cada rotor. Foi observado que em situações de escoamento em que as rotações não sejam representativas (o suficiente para atingir valores superiores ao intervalo de λ entre 3 e 5,6), indica-se um projeto com $\lambda_p = 6$. Já em situações nas quais os valores de λ oscilam entre 4,7 e 7,3, $\lambda_p = 7$ mostrou-se mais eficiente. Já $\lambda_p = 9$ mostrou-se não vantajoso em comparação aos demais projetos. Ao comparar os dados obtidos neste trabalho com os da literatura e do *BEM*, pode-se afirmar que o estudo de turbinas eólicas em túnel de vento é bastante confiável.

Palavras-chave: Turbinas Eólicas. Previsão de Potência. Estudo em Escala. Efeito de Bloqueio.

ABSTRACT

The constancy of Brazilian winds and the need to mitigate the demand of large cities have found in wind energy a strong partner. As an alternative for the production of electrical power, modern buildings and condominiums, plus some rural applications, have resorted to small wind turbines as an alternative to solve your needs. However, most of the technology found in the market is imported and has not been developed exclusively for applications in Brazil. The most important tool in experimental aerodynamics is the wind tunnel. Scale controlled experiments provide a large number of reliable data, besides providing security to those who handle. Given its importance, this paper aims at the development, prototyping, and understands the behavior of a wind turbine rotor scale subjected to wind tunnel tests and compares the results with those in the literature for a prototype scale real. Therefore, it required the use of correction techniques blockage effects of the wind tunnel. It was designed and manufactured 4 sets of rotors with values specific tip speed of 6 to 9 ($\lambda_p = 6, 7, 8$ and 9). The tests were conducted in a wind tunnel where velocity data free stream, stream velocity with the turbine in operation, and angular speed and torque generated by the blades, was collected in order to know the curve of each rotor. It was observed that in situations where the flow speeds are not representative enough to reach the higher values of λ range between 3 and 5.6, indicates a design with $\lambda_p = 6$. Already in situations where the values of λ ranging between 4.7 and 7.3, $\lambda_p = 7$ proved to be more efficient. Have $\lambda_p = 9$ proved to be no advantage in comparison to other projects. By comparing the data obtained in this work with the literature and the BEM, it can be stated that the study of wind turbines in a wind tunnel is quite reliable.

Keywords: Wind Turbines. Power Prediction. Study on Scale. Blockage Effect.

LISTA DE ILUSTRAÇÕES

Figura 1 –	Principais marcos do desenvolvimento da Energia Eólica no Século XX.....	34
Figura 2 –	Evolução dos aerogeradores desde 1985 até 2005.....	35
Figura 3 –	Alguns tipos de Turbinas Eólicas.....	37
Figura 4 –	Volume de controle do escoamento do ar.....	39
Figura 5 –	Cone de Expansão.....	40
Figura 6 –	Escoamento do ar considerando a esteira rotativa.....	45
Figura 7 –	Geometria para análise do rotor; U , velocidade não perturbada do ar; a , fator de indução axial; r , raio.....	46
Figura 8 –	Representação da seção da pá.....	50
Figura 9 –	Velocidade sobre um elemento da pá.....	51
Figura 10 –	Forças sobre um elemento da pá.....	52
Figura 11 –	Representação das forças na direção da corda.....	53
Figura 12 –	Perfil aerodinâmico NREL S809 utilizado na pá.....	58
Figura 13 –	Equipamento de prototipagem 3D.....	61
Figura 14 –	Transdutor de torque T20WN.....	62
Figura 15 –	Termo-Anemômetro Digital Modelo TAR-176.....	63
Figura 16 –	Desenho em CAD do Túnel de Vento do LAERO.....	63
Figura 17 –	Motor Elétrico.....	64
Figura 18 –	Controle de Rotação.....	65
Figura 19 –	Desenho em CAD da bancada de testes.....	66
Figura 20 –	Projeto das Pás de $\lambda_p = 6$ e $\lambda_p = 7$	68
Figura 21 –	Projeto das Pás de $\lambda_p = 8$ e $\lambda_p = 9$	71
Figura 22 –	Conjuntos de pás.....	71

LISTA DE GRÁFICOS

Gráfico 1 – Evolução da participação das fontes renováveis na matriz energética do Brasil -2005-2030.....	33
Gráfico 2 – Capacidade eólica instalada total no mundo entre 1996 e 2011.....	35
Gráfico 3 – Matriz elétrica brasileira em 16 de abril de 2012.....	36
Gráfico 4 – Coeficiente de potência versus a razão de velocidade do fluido antes e depois da conversão de energia.....	43
Gráfico 5 – Parâmetros de operação para uma turbina de Betz.....	43
Gráfico 6 – Coeficiente de Empuxo.....	44
Gráfico 7 – Coeficiente de potência pela razão de velocidade de ponta.....	48
Gráfico 8 – Influência do número de pás em um rotor no seu coeficiente de potência.....	49
Gráfico 9 – Torção das pás de $\lambda_p = 6$ e $\lambda_p = 7$	69
Gráfico 10 – Afilamento das pás de $\lambda_p = 6$ e $\lambda_p = 7$	69
Gráfico 11 – Torção das pás de $\lambda_p = 8$ e $\lambda_p = 9$	70
Gráfico 12 – Afilamento das pás de $\lambda_p = 8$ e $\lambda_p = 9$	70
Gráfico 13 – Parâmetros de Projeto das Pás	72
Gráfico 14 – Torque Médio por Rotação para $\lambda_p = 6$	75
Gráfico 15 – Torque Médio por Rotação para $\lambda_p = 7$	77
Gráfico 16 – Torque Médio por Rotação para $\lambda_p = 9$	79
Gráfico 17 – Características aerodinâmicas do Perfil NREL S809.	81
Gráfico 18 – Torque das pás de $\lambda_p = 6 - 9$	82
Gráfico 19 – Conjunto de Dados do Torque das Pás de $\lambda = 6 - 9$	83
Gráfico 20 – Fator de Bloqueio dos diferentes conjuntos de Pás.....	84
Gráfico 21 – Potência Média e Corrigida para $\lambda_p = 6$	85
Gráfico 22 – Potência Média e Corrigida para $\lambda_p = 7$	86
Gráfico 23 – Potência Média e Corrigida para $\lambda_p = 9$	87
Gráfico 24 – Potências das pás por λ	87
Gráfico 25 – Coeficiente de Potências para $\lambda_p = 6$	88
Gráfico 26 – Coeficiente de Potências para $\lambda_p = 7$	89
Gráfico 27 – Coeficiente de Potências para $\lambda_p = 9$	90
Gráfico 28 – Coeficiente de Potências para os conjuntos de pás.....	91

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 –	Comportamento do Escoamento.....	73
Tabela 2 –	Principais Características do Torque do Mancal de $\lambda_p = 6$	74
Tabela 3 –	Principais Características do Torque do Mancal de $\lambda_p = 7$	76
Tabela 4 –	Principais Características do Torque do Mancal de $\lambda_p = 9$	78
Tabela AI 1 –	Dados de projeto das Pás de $\lambda_p = 6$	99
Tabela AI 2 –	Dados de Projeto das Pás de $\lambda_p = 7$	99
Tabela AI 3 –	Dados de Projeto das Pás de $\lambda_p = 8$	100
Tabela AI 4 –	Dados de Projeto das Pás de $\lambda_p = 9$	101
Tabela AII 1 –	Dados de Velocidade do Vento para os diferentes λ_p	102
Tabela AIII 1 –	Dados obtidos para $\lambda_p = 6$	105
Tabela AIII 2 –	Dados obtidos para $\lambda_p = 7$	105
Tabela AIII 3 –	Dados obtidos para $\lambda_p = 9$	106

LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS

ANEEL	Agência Nacional de Energia Elétrica.
BEM	Blade Element and Momentum Theory.
CFD	Computational Fluid Dynamics.
EPE	Empresa de Pesquisa Energética.
LAERO	Laboratório de Aerodinâmica e Mecânica dos Fluidos da UFC.
NREL	National Renewable Energy Laboratory.
TEP	Toneladas Equivalentes de Petróleo.
UFC	Universidade Federal do Ceará.
<i>BF</i>	Fator de Bloqueio.
<i>BR</i>	Razão de Bloqueio.

LISTA DE SÍMBOLOS

A	Área
A_d	Área do Disco
A_R	Área do Rotor
A_{ST}	Área da Seção de Teste
A_w	Área da Esteira
A_∞	Área Referente à Seção de Escoamento Livre
a	Fator de Indução Axial
a'	Fator de Indução Tangencial
B	Número de Pás
BF	Fator de Bloqueio
BR	Razão de Bloqueio
c	Corda
C_d	Coefficiente de Arrasto Aerodinâmico
C_l	Coefficiente de Sustentação Aerodinâmica
$C_{p \text{ máx}}$	Máximo Coeficiente de Potência.
C_N	Força normal do elemento de pá no plano de rotação
C_P	Coefficiente de Potência
C_T	Coefficiente de Empuxo
C_x	Coefficiente de Força na Direção x

C_y	Coeficiente de Força na Direção y
D	Arrasto
dD	Elemento de Força de Arrasto
dL	Elemento de Força de Sustentação
dP	Elemento de Potência
dQ	Elemento de Torque
dr	Elemento de Raio
dT	Elemento de Empuxo
F	Correção de Perda de Ponta e Raiz
F_N	Força Normal
F_T	Força Tangencial
$F(B, r, \phi)$	Fator de Correção de Prandtl
$f_p(\mu)$	Fator de Perda de Ponta
$f_r(\mu)$	Fator de Perda de Raiz
L	Sustentação
N	Número de Elementos de Pá
P	Potência
p	Pressão
p_∞	Pressão de Corrente Livre
p_a^+	Pressão Próxima ao Rotor a Montante
p_a^-	Pressão Próxima ao Rotor à Jusante

p_w	Pressão da Esteira
p_0	Pressão de Corrente Livre
Q	Torque
R	Raio do Rotor
r	Raio Local
U_0	Velocidade de Operação
U_∞	Velocidade do Ar a Montante do Rotor
U_M	Velocidade Média
U_d	Velocidade de Corrente no Disco
U_w	Velocidade de Corrente da Esteira
W	Velocidade Relativa
α	Ângulo de Ataque
β	Ângulo de Torção da Pá
ϕ	Ângulo de Escoamento não Perturbado
λ	Razão da Velocidade Específica de Ponta (TSR)
λ_r	Razão da Velocidade Específica Local
λ_p	Razão da Velocidade de Ponta de Projeto
Ω	Velocidade Angular do Rotor
ω	Velocidade Angular do escoamento
μ	Raio Normalizado
ρ	Densidade do Ar

σ'

Solidez Local da Pá

SUMÁRIO

1.	INTRODUÇÃO	21
2.	JUSTIFICATIVA.....	23
3.	OBJETIVOS.....	24
4.	REFERENCIAL TEÓRICO.....	25
5.	FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA.....	33
5.1.	Panorama da Energia Eólica.....	33
5.2.	Conceitos Gerais de uma Turbina Eólica.....	36
5.3.	Turbina Eólica Ideal.....	38
5.3.1.	Teoria do Momento Unidimensional.....	38
5.3.2.	Efeitos de Esteira Rotativa.....	44
5.4.	Teoria do Momento do Elemento de Pá.....	48
5.5.	Testes de turbinas eólicas em túnel de vento.....	56
6.	METODOLOGIA	58
6.1.	Projeto das Pás	58
6.2.	Instrumentos de Medidas Auxiliares.....	61
6.2.1.	Rotação e Torque.....	62
6.2.2.	Velocidade do Vento.....	62
6.2.3.	Túnel de Vento.....	63
6.2.4.	Motor Elétrico.....	64
6.2.5.	Sistema de Controle de Rotação.....	64
6.3.	Ensaios.....	65
7.	RESULTADOS E DISCUSSÕES.....	68
7.1.	Projetos dos Conjuntos de Pás.....	68
7.2.	Comportamento do escoamento Livre no Túnel de Vento.....	73
7.3.	Análise do Torque do Mancal.....	73
7.3.1.	Primeiro conjunto de pás ($\lambda_p = 6$).....	74
7.3.2.	Segundo conjunto de pás ($\lambda_p = 7$).....	76
7.3.3.	Terceiro conjunto de pás ($\lambda_p = 8$).....	78
7.3.4.	Quarto conjunto de pás ($\lambda_p = 9$).....	78
7.4.	Análise do Torque das Pás.....	80
7.5.	Efeito de Bloqueio do Túnel de Vento por λ	84

7.6.	Potência Mecânica por λ.....	85
7.7.	Análise do Coeficiente de Potência.....	88
8.	CONCLUSÃO.....	93
9.	REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS.....	95
	APÊNDICE I.....	99
	APÊNDICE II.....	102
	APÊNDICE III.....	105
	APÊNDICE IV.....	107

1. INTRODUÇÃO

O crescimento do consumo energético mundial vem tornando-se cada vez mais expressivo, e as constantes pressões de apelo ambiental têm fortalecido a busca por novas fontes alternativas de energia. Um bom exemplo disto é o Brasil, que a partir do século XX experimentou um forte crescimento econômico, o qual, conseqüentemente, influenciou no aumento da demanda de energia primária. Entre as décadas de 1970 e 2000, o Brasil vivenciou um crescimento populacional que quase dobrou o número de habitantes (93-170 milhões), enquanto que o consumo de energia passou de 70 para 190 milhões de TEP (toneladas equivalentes de petróleo), quase triplicando o valor inicial.

É neste cenário, de apelo político, econômico e ambiental, que a energia eólica encontra apoio para o seu desenvolvimento. Incentivos governamentais têm se tornado comuns a meios alternativos de produção de energia. Contudo, boa parte de tecnologia encontrada no mercado é de origem estrangeira. Estas, por sua vez, não são projetadas para atender certas necessidades, como uma constância de velocidade de vento encontrada na costa do nordeste brasileiro, nem a baixas médias de velocidades de vento encontradas em regiões de semiárido nordestino. Assim, busca-se estudar neste trabalho o comportamento da produção de potência para um projeto de rotor de turbina eólica voltado para aplicações com velocidade de vento próximas de 5 m/s , ajudando a desenvolver a tecnologia nacional e promover o estudo em túnel de vento de turbinas eólicas em escala, além de atender a uma demanda de turbinas eólicas de pequeno porte.

Turbinas eólicas de pequeno porte são úteis em diversas situações, desde aplicações urbanas até em aplicações rurais. Estas foram desenvolvidas como uma alternativa de baixo custo para amenizar a demanda energética de grandes cidades, sendo frequentemente sugerida a instalação destas turbinas em edifícios altos (BALDUZZI, BIANCHINI e FERRARI, 2012). Estas são alvos frequentes de estudos com diferentes propósitos, tais como: a influência da turbulência do vento sobre a produção de energia de uma turbina (LUBITZ, 2012); calibração de modelos de turbulência (ROCHA *et al.*, 2014); estudo de desempenho de diferentes modelos de turbulência (BENJANIRAT e SANKAR, 2003); estudo da influência da geometria de construções localizadas próximas a turbinas eólicas de pequeno porte (ABOHELA, HAMZA e DUDEK, 2013); desenvolvimento de turbinas para aplicação na agricultura familiar (ALBIERO *et al.*, 2014).

Estudo de modelos em escala apresenta uma grande vantagem em relação a um protótipo em escala real quanto à economia de material, segurança em ambiente controlado e facilidade de variação de parâmetros de projeto, além de fornecer um grande número de dados confiáveis. As necessidades de validação de estudos computacionais (CFD – *Computational Fluid Dynamics*) os tornam menos vantajosos do que estudos de modelos em escala. Riscos a integridade física do pesquisador são drasticamente reduzidos em estudos de modelos, visto que estes apresentam as mesmas forças que em escala real com suas magnitudes bem reduzidas. Assim, vê-se como uma alternativa segura e viável o estudo de turbinas eólicas em escala, e este é conduzido nesta dissertação.

Este trabalho busca realizar um estudo de uma turbina eólica em escala, testada em túnel de vento, com testes em campo da mesma turbina eólica. Para tanto, foram conduzidos testes em túnel de vento para obter as curvas de potência mecânica gerada por diferentes projetos de pás e comparadas com os resultados de testes em campo (SILVA, 2012) e os resultados obtidos através de uma modelo de previsão de potência de aerogerador, o *BEM* (*Blade Element Momentum Theory*).

A organização deste trabalho se dá por meio da seguinte estrutura: Justificativa – é apresentada uma justificativa para a realização deste trabalho; Objetivos – mostram-se os principais objetivos deste trabalho; Referencial Teórico – são apresentados os trabalhos mais influentes sobre esta dissertação; Fundamentação Teórica – onde são apresentadas as teorias utilizadas nesta pesquisa; Metodologia – apresenta-se a metodologia utilizada neste trabalho; Resultados e Discussões – são mostrados os principais resultados obtidos através desta pesquisa; Conclusão – por fim, apresentam-se as considerações finais sobre esta dissertação baseadas nos resultados obtidos.

2. JUSTIFICATIVA

Os crescentes apelos econômicos e ambientais, a busca por uma diversificação na matriz elétrica brasileira, a necessidade de amenizar a demanda energética das grandes cidades, além de atender a escassez de meios de produção de energia em locais isolados, têm impulsionado as pesquisas no setor de energia eólica, a fim de desenvolver uma tecnologia nacional que atenda a essas demandas.

O estudo de turbinas eólicas em túneis de vento apresenta algumas vantagens significativas em relação a estudos computacionais (*CFD*), que necessitam de validação dos seus resultados, além de apresentar uma economia considerável em relação a um protótipo em escala real. Estudos em escala permitem que diversos parâmetros do projeto das pás sejam testados com uma redução considerável de custo. Estes apresentam ainda uma grande quantidade de dados de testes em túneis de vento, além de fornecerem maior segurança a quem conduz os experimentos, pois se podem observar as mesmas forças que se encontram presentes em escala real só que com magnitudes drasticamente reduzidas.

3. OBJETIVOS

Este trabalho objetiva promover o estudo comparativo entre o modelo de uma turbina eólica de pequeno porte com 20 cm de raio e λ (razão de velocidade na ponta da pá) 6, 7, 8 e 9 com seu projeto em escala real com raio de 1,5 m e com os resultados do *BEM*. Para tanto, foi necessário se obter a curva de potência para cada λ mencionado. Como objetivos específicos, pode-se citar:

- Projetar as pás com λ 6, 7, 8 e 9.
- Fabricar as pás por meio dum uma técnica de estereografia, ou impressão 3D, na qual foi utilizada a impressora SD 300 PRO®.
- Medir a potência mecânica gerada pelo rotor e comparar com os resultados de campo presentes em SILVA (2012) obtidos no LAERO.

4. REFERENCIAL TEÓRICO

Como um componente de extrema importância de um aerogerador, a pá é alvo de estudo de muitos pesquisadores. É comum na literatura deparar-se com estudos, computacionais e experimentais, que buscam melhorar o desempenho de pás de turbinas eólicas. Um exemplo a ser citado é o trabalho desenvolvido por AMANO e MALLOY (2009) no qual são estudados dois conjuntos de pás, uma de bordo reto (no qual os perfis se encontram com o centro de pressão alinhado) e outra de bordo varrido (o centro de pressão dos perfis, se ligados, formam um arco de círculo), através de simulações de CFD (*Computational Fluid Dynamics*). O estudo foi direcionado a pás que estão sujeitas a um regime de vento de 7 m/s . Visa-se melhorar o desempenho do aerogerador à medida que velocidades de vento acima da velocidade de projeto são encontradas. Sete velocidades diferentes foram simuladas variando entre 5 m/s e 25 m/s . O modelo de turbulência adotado foi o κ .

Para as duas pás, foram determinadas malhas e domínios semelhantes. Para validar o estudo, foi conduzida uma simulação de um aerogerador com uma turbina Nordtank NTK4500/41 e pás LM19.1, com os mesmos esquemas de malhas e domínios, depois comparada a curva de potência obtida da simulação com a fornecida pelo fabricante. Mostrou-se que a pá de bordo varrido obteve um ganho de potência em todas as velocidades simuladas, chegando a uma diferença de 15%. Com isso, mostraram que a pá de bordo varrido atrasa o efeito de estol que resulta em um ganho de potência do equipamento, ou seja, além de manter a eficiência a baixa velocidade de vento incidente, é possível, com a pá de bordo varrido, obter um ganho na potência de um aerogerador sujeito a velocidades de vento superiores à de projeto.

THUMTHAE e CHITSOMBOON (2009) propuseram o estudo computacional para o melhor ângulo de ataque para turbinas com pás sem torção. Para validar seu estudo, foram tomados com referência os dados do *The National Renewable Laboratory USA (NREL)*. Os autores antecipam que o ponto de máxima potência deve estar entre o ponto de sustentação máxima e máxima razão sustentação/arrasto. É adotado o método de malha dinâmica. Nele, o observador encontra-se fixado na pá girando junto com ela. Para prosseguir o estudo, é adotado o modelo de turbulência $k - \epsilon$. As malhas são não estruturadas longe da pá e estruturada próxima desta.

Para o tratamento das quantidades escalares foi usado o método *Pressure-Linked Equation*. Afirma-se que devido à superioridade, se comparado a outros modelos, o esquema de interpolação *QUICK* foi usado para os termos convectivos da equação de momentum. Devido à simetria do problema, a solução é tomada em apenas uma pá. O rotor tem diâmetro de 10,1m com pás de perfil constante NREL S809 de corda 0,458 m. Foi criada uma equação de correlação para o torque e potência. Mostrou-se que um erro até de 11% foi encontrado e isso se deve ao fato das vibrações da pá, presentes no problema.

Após a realização das simulações para os casos turbulentos e não viscosos, constatou-se que o modelo $k - \varepsilon$ representa bem o que acontece com o fluido. Só existiam dados experimentais para o ângulo de ataque de 12° . Uma vez feita a validação, foram conduzidas simulações para os demais casos levando em conta apenas o modelo viscoso. Constatou-se que para as velocidades de 7,2, 8, 9 e 10,5 m/s, os melhores ângulos do passo (*pitch angle*) foram $4,12^\circ$, $5,28^\circ$, $6,66^\circ$ e $8,76^\circ$, respectivamente. Pode-se, a partir do ângulo de passo, determinar o ângulo de ataque como sendo $9,18^\circ$, $9,44^\circ$, $9,80^\circ$ e $10,26^\circ$ para as velocidades do vento 7,2, 8, 9 e 10,5 m/s, respectivamente. Usando o intervalo de 80%, como base no projeto, a descoberta indica que os ângulos de ataque ótimos são os mais próximos do ponto de sustentação máxima.

Com a finalidade de checar se o limite de Betz pode ser superado em aplicações com difusores, GRASSMANN *et al.* (2003) estudaram os fundamentos físicos do escoamento sobre uma turbina com difusor. Verificou-se que o limite de Betz se mantém inalterado, ou seja, não é possível superar tal limite. Para finalizar, propõe-se uma simulação ilustrativa, na qual se pode demonstrar que os ganhos de potência em aplicações com difusores não se devem de fato a um ganho além do limite de Betz, mas sim de um princípio de conservação de energia e momento.

KISHORE, COUDRON e PRIYA (2013) projetaram e caracterizaram um protótipo de uma turbina eólica de pequena escala desenvolvida para operar em velocidades de vento abaixo de 5 m/s com a finalidade de uma aplicação doméstica. Utilizando um túnel de vento, verificaram que esta turbina tem baixa velocidade de acionamento, 2,7 m/s, e é capaz de produzir 0,83 W de energia elétrica com velocidades de vento de 5 m/s. Além disso, foi projetado um difusor com a finalidade de obter um ganho de potência na turbina eólica e um estudo computacional foi conduzido. O difusor era capaz de aumentar a velocidade do vento em cerca de 1,2 vezes, isso resultou em um ganho de potência entre 1,4 – 1,6 vezes do valor original.

Em grande parte das situações, turbinas eólicas de eixo horizontal são projetadas levando em consideração apenas as características dos aerofólios bidimensionais, os quais são estudados apenas em condições estáticas em termos do ângulo de ataque. Contudo, turbinas eólicas experimentam uma grande variação tanto na velocidade como na direção do vento. Para compreender melhor tal problema, KAMADA, MAEDA e MURATA. (2011) desenvolveram um estudo das condições dinâmicas de um aerofólio. O estudo foi conduzido em um túnel de vento e experimentos com o perfil DU93-W-210 foram feitos levando em conta situações estáticas e dinâmicas para duas condições de turbulência diferentes. Como resultados obtiveram que o escoamento turbulento evita a separação do escoamento sobre o aerofólio o que resulta em um aumento no ângulo mínimo de estol.

Diversos modelos de turbulência têm sido propostos ao longo dos anos. Trabalhos como o de BENJANIRAT e SANKAR (2003) figuram entre diversos outros que se propõem a analisar diferentes modelos de turbulência. Para validar os resultados encontrados, o desempenho da turbina eólica de eixo horizontal NREL Fase VI foi utilizada com dados de fonte das simulações. Uma variedade de modelos de turbulência foi comparada: Modelo Baldwin-Lomax, modelo de uma de equação Spalart-Allmaras, e o modelo $k - \epsilon$ de duas equações com e sem correções de parede. Assim, foram capazes de verificar que o modelo $k - \epsilon$ com correção próximo da parede obteve os melhores resultados com níveis aceitáveis de precisão. Além disso, pode-se observar que todos os modelos representam bem as forças normais e os momentos fletores, no entanto, na sua grande maioria, tiveram dificuldade de modelar as forças na direção da corda, geração de torque e momentos de passo a um quarto da corda. Estes foram bastante sensíveis à forma na qual os efeitos próximos à parede foram modelados.

Um estudo semelhante foi desenvolvido por LI *et al.* (2012). A maioria dos estudos leva em conta apenas a pá e uma nacele aproximada. Os autores propuseram um estudo computacional analisando um aerogerador sendo constituído das pás, cubo, *nacele*, torre/solo, para dois *solvers* diferentes, um DES e um RANS. Uma comparação com os dados do NREL pôde ser gerada para validar o estudo. Pôde-se observar que as previsões de CFD correspondem aos dados fornecidos pelo NREL dentro de um intervalo de erro aceitável. Os modelos computacionais puderam prever com uma boa concordância os valores para a potência, além do coeficiente de empuxo, força normal, e de pressão em diferentes seções ao longo da pá. Em condições extremas, observou-se que os códigos CFD tendem a superestimar

o empuxo e subestimar a potência. Ao final, pode-se constatar que o DES foi o modelo mais adequado.

Outro estudo de semelhante importância foi desenvolvido por RAJENDRAN *et al.* (2011) no qual conduziram um estudo computacional para a equação de Navier-Stokes incompressível para a análise de turbinas eólicas de eixo horizontal. A validação do estudo se deu por comparação dos resultados obtidos das atividades de teste do NREL. O estudo leva em conta o aerogerador por completo, ou seja, torre, nacelle, e rotor. As pás do rotor são constituídas por três tipos de aerofólios, os quais são o S816, S817, S818. Uma abordagem *multigrid* é adotada, e modelo de turbulência Wilcox $k - \omega$ é levado em conta. Pode-se mostrar que este modelo de turbulência pode modelar com boa concordância as mudanças suaves de um aerofólio para o outro, além de modelar a esteira e os níveis de turbulência com boa precisão. Curiosamente, a energia gerada por cada pá, embora todos sejam similares, diferem no que respeita à sua posição espacial.

Quando se pensa em turbinas eólicas de pequeno porte, tem-se em mente que estas encontram-se, geralmente, em locais próximos a edifícios, árvores, ou qualquer outro tipo de obstáculo, seja ele natural ou não. Isso resulta em uma perturbação (ventos turbulentos) no comportamento do escoamento do vento nestas localidades. Assim, para compreender melhor esse problema, LUBITZ (2012) propôs o estudo da influência dos níveis de turbulência em uma turbina eólica de pequeno porte. Isso foi realizado por meio de experimentos com uma turbina Bergey XL.1 de 1kW de 2,5m de diâmetro e a uma altitude de 18m. Outra torre foi instalada a 13,4m de distância ao norte da torre de teste. Dois anemômetros foram utilizados, um em copo e outro sônico. A potência da turbina foi medida através do rastreamento da tensão em um resistor de frenagem dinâmica. Os dados foram classificados com base na intensidade da turbulência como, intensidade de turbulência inferior a 0,14 foi considerada leve, superior a 0,18 foi considerada elevada e moderada no intervalo de 0,14 a 0,18.

Constatou-se que baixos níveis de turbulência resultam em uma diminuição da potência de 2% no intervalo de 4 m/s a 7 m/s. Já para níveis de turbulência elevados, o resultado foi diferente, sendo observado um crescimento de 4% no valor da potência no mesmo intervalo de velocidade. O autor afirma ainda que esta variabilidade é provavelmente devido ao reduzido número de observações de turbulência de alta intensidade em caixas individuais, em comparação com as observações com baixa turbulência. Já as de intensidade de turbulência intermediária são praticamente iguais às de baixa intensidade. Observou-se

ainda, a existência de um atraso de 2 s na resposta de produção de energia da turbina em relação às variações do vento.

Muitas vezes, o desempenho medido de uma turbina eólica apresenta um valor diferente das previsões com base nas características 2D de um aerofólio em condição de estol. Esse fenômeno é chamado de atraso de estol e ocorre não só em turbinas eólicas, mas também em hélices e rotores de helicópteros. Um estudo sobre atraso de estol, direcionado a pás de turbinas eólicas, foi desenvolvido por HU, HUA e DU (2006). Os autores ressaltam a importância do conhecimento detalhado do estol para determinar, com melhor precisão, os picos de potência para a construção de controles por estol. Neste trabalho, foram desenvolvidos três métodos, o método da camada limite, simulação numérica e medição experimental, ambos com a finalidade de estudar o atraso de estol. Em todos os casos, foi utilizado o aerofólio NREL S809 com os mesmos comprimentos de corda, ângulo de ataque e número de Reynolds. Foi possível concluir que forças de Coriolis e centrífugas desempenham papéis importantes no atraso de estol 3D. Mostrou-se ainda que na raiz da pá, local de maior influência do ângulo de ataque, as forças centrífuga e de Coriolis são mais relevantes. Com o aumento de r e o crescimento do número de Reynolds esse efeito vai sendo suprimido.

ADARAMOLA e KROGSTAD (2011) estudaram o efeito da esteira sobre o desempenho de uma turbina eólica a jusante. Foram utilizadas duas turbinas modelo com o mesmo diâmetro de rotor, posicionadas uma à frente da outra. Mostrou-se que a produção de potência da turbina, operando na esteira de outra, está fortemente ligada à distância que separa as turbinas. As perdas na produção de potência estão entre 20 e 46% se comparada à turbina livre da ação da esteira. Além disso, constataram que uma melhoria do esquema das turbinas, guinando a primeira, gera um aumento na produção de potência, a qual chega a ser comparável com disposições de parques eólicos com turbinas longamente espaçadas. Ao operar a turbina a montante na condição guinada, o ganho de potência de saída total das duas turbinas pode ser aumentado em cerca de 12%.

Em LOPES (2011), foi desenvolvido um sistema de medição de desempenho de aerogeradores de pequeno porte. Foi fabricado um conjunto de quatro pás de 1,5 m com o perfil NREL S809 e razão de velocidade de ponta de projeto, λ_p , igual a 7. Três das quatro pás foram destinadas ao estudo em campo, enquanto um ensaio destrutivo foi conduzido na outra. Mostrou-se que a máxima carga que esta suportou é de 60% acima da máxima exposta a ela nas condições de vento especificadas. Posteriormente, pôde-se gerar as curvas de $C_p \times \lambda$ (coeficiente de potência por velocidade específica de ponta da pá) e $P_{eixo} \times V$ (potência por

velocidade do vento). Uma divergência em relação aos valores previstos pelo BEM foi encontrada, o qual previa um coeficiente de potência máximo $C_{p\ max} = 0,46$ em $\lambda = 7$ e obteve $C_{p\ max} = 0,11$ em $\lambda = 7,32$. Os motivos que tentam justificar tal discrepância nos resultados são listados pelo autor e descritos como: não conformidade geométrica com o perfil NREL S809 no processo de fabricação; imprecisão na torção das pás; além de efeitos de escala e aerodinâmicos no que se refere a turbinas eólicas de pequeno porte.

Um estudo computacional utilizando um código de análise de escoamento comercial, *Ansys Fluent*, foi realizado por KANG e PARK (2013). O perfil aerodinâmico utilizado para os cálculos foi o NREL S809, que foi testado no túnel de vento de baixa turbulência da TU Delft. Foi proposto um dispositivo ativo de controle de estol através de jatos contínuos lançados de uma fenda no extradorso do perfil. Como principais parâmetros foram estudados a melhor posição da fenda, a magnitude de jato e o ângulo de saída do jato. Os resultados de estado estacionário para o aerofólio NREL S809, com variação de ângulo de ataque, foram comparados com os resultados experimentais. Analisaram-se os valores de coeficientes de sustentação, pressão e arrasto para diferentes ângulos de ataque. Os resultados estacionários mostraram boa concordância com os resultados experimentais. Por fim, concluiu-se que os melhores valores eram de ângulo do jato de 0° , pressão igual a duas vezes a pressão de escoamento livre ($p = 2p_\infty$). Além de ser observado que quando a posição da ranhura é $x/c = 0,025$ o atraso de estol acontece em $p = 1 p_\infty$, $p = 1,5 p_\infty$ e $p = 2 p_\infty$.

Dada a devida importância do controle de passo (*pitch*) em turbinas eólicas de grande porte, um estudo em turbinas de pequeno porte se faz justificável mesmo que este tipo de controle não se justifique economicamente. Assim, FONSECA (2012) conduziu um estudo para determinar o efeito do controle de *pitch* em aerogeradores de pequeno porte. O estudo foi conduzido em um rotor de três pás com perfil aerodinâmico NREL S809 de raio 1,5m para $\lambda = 7$. Partindo do ângulo de projeto, foi feito o ângulo de *pitch* variar em intervalos de 3° . Um estudo estatístico foi conduzido para determinar a validade dos dados obtidos. Mostrou-se que, nos intervalos de $\lambda = 1,0 - 2,0$ e $\lambda = 4,0 - 6,0$ não foram observadas grandes diferenças no desempenho do aerogerador; já para $\lambda = 2,0 - 3,0$ e $\lambda = 3,0 - 4,0$ pode-se observar uma mudança significativa no desempenho. Por fim, sugeriu-se que a utilização deste sistema de controle de passo pode auxiliar a produção de energia para situações em que o aerogerador não seria capaz de operar no λ de projeto.

SILVA (2012) testou quatro conjuntos de pás de um rotor tripá de raio 1,5 m e perfil aerodinâmico NREL S809 com razões de velocidade de ponta diferentes. Os testes

foram realizados para $\lambda_p = 6 - 9$ com a intenção de obter as curvas de potência, torque e coeficiente de potência de cada conjunto de pás. A velocidade do vento variou entre $2,98\text{m/s}$ e $3,82\text{m/s}$. Verificou-se pouca dependência do torque em função da velocidade específica, λ , de operação. Pode-se observar que $\lambda_p = 7$ apresentou o melhor desempenho com $C_{p\max} = 0,31$. As melhores respostas às baixas velocidades de vento foram obtidas com $\lambda_p = 6$ e $\lambda_p = 7$. Isso se deve ao fato destes possuírem maiores ângulos de torção e corda, que resultam em uma maior sustentação. O contrário ocorre para $\lambda_p = 8$ e $\lambda_p = 9$.

O projeto aerodinâmico de um rotor eólico visa a otimização dos parâmetros de funcionamento, para que este forneça uma maior eficiência no regime de operação em que é utilizado. ALMEIDA, M. S. (2013) desenvolveu um *software* através de um método clássico de projeto de turbinas eólicas baseado na Teoria do Momento do Elemento de Pá (BEM). O *software* fornece ao usuário dados geométricos de construção, como curvas de afilamento e torção da pá com base nos dados dos aerofólios utilizados. A análise da curva de potência é feita e mostrada através de um gráfico característico. O *software* prediz as alterações de desempenho devido às perdas pela ponta e pela raiz da pá, e também informa, entre outras coisas, a distribuição das cargas máximas ao longo da mesma, de acordo com a faixa de operação desejada pelo usuário. A potência fornecida pelo aerogerador pode ser calculada através de dados de velocidade dos ventos.

Um estudo de grande importância para o presente trabalho foi conduzido por CHEN e LIOU (2011). Em situações normais de aplicação eólica o escoamento do ar, a princípio, não encontra restrições de espaço para escoar. Diferentemente, as paredes da seção de teste de um túnel de vento limita o escoamento a uma região finita do espaço. Assim, Chen e Liou conduziram um estudo quantitativo sobre o efeito de bloqueio dos túneis de vento atuando sobre o coeficiente de potência de turbinas de eixo horizontal. Pode-se mostrar que as principais variáveis de influência no Fator de Bloqueio (BF) eram a Razão de Bloqueio (BR), o ângulo de torção da pá (β) e a razão de velocidade de ponta λ . Foi observado que o fator de bloqueio BF aproxima-se de um valor constante quando a razão de velocidade de ponta λ excede um determinado valor.

Foi utilizado um conjunto de seis e doze pás sem torção com afilamento linear de perfil NACA 4415 de 30 cm , 24 cm e $14,5\text{ cm}$ de comprimento resultando em uma razão de bloqueio de $28,3\%$, $20,2\%$ e $10,2\%$ respectivamente. Para cada caso foi feito variar a velocidade de corrente livre em quatro valores distintos (6 , 8 , 10 e 12 m/s). Depois de

elaboradas as curvas de $BF \times \lambda$ para diferentes velocidades de corrente livre, foi escolhida uma fixa para determinar o comportamento do C_p em função do ângulo de torção β . É observado que, sob as mesmas condições, quanto maior a razão de bloqueio maior é o fator de bloqueio. Este também cresce com a diminuição do ângulo de torção da pá além do aumento da razão de velocidade de ponta.

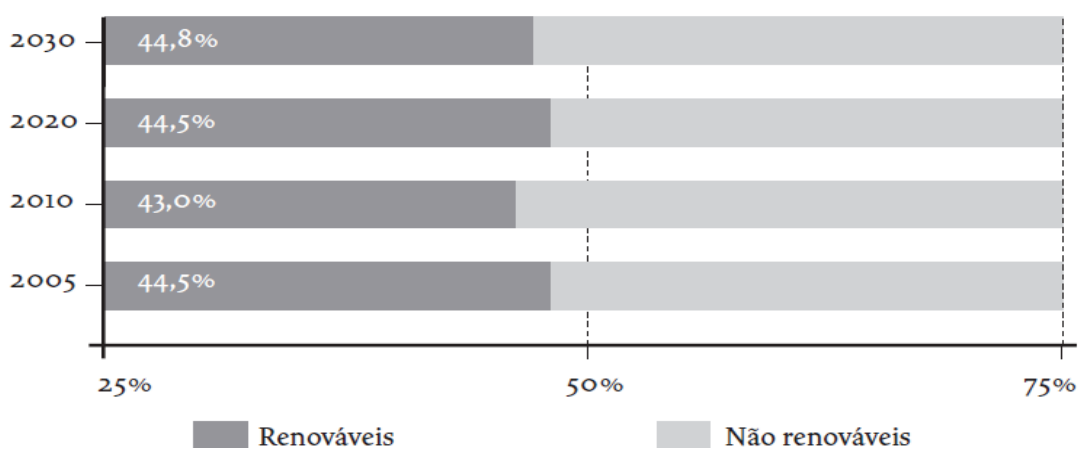
Em ROCHA *et al.* (2014) foi realizado uma investigação numérica e experimental do desempenho aerodinâmico de um rotor tripá com 3 m de diâmetro de perfil NACA 0012 projetados para $\lambda = 5$. O aerogerador foi construído e testado no Laboratório de Energia Solar e Gás Natural - UFC. Isto permitiu a determinação das curvas de desempenho dos mesmos, possibilitando a comparação posterior com os resultados da análise numérica. O maior coeficiente de potência observado foi cerca de 14% para $\lambda = 7,25$. Simulações numéricas com a finalidade de calibra o modelo de turbulência $k - \omega$ SST para turbinas eólicas de pequeno porte foram conduzidas no pacote de CFD OpenFOAM versão 1.7.1. Os resultados numéricos e experimentais foram comparados, de tal forma que, a partir da variação de parâmetros como intensidade de turbulência, comprimento característico turbulento e β^* (constante de calibração do modelo), pode-se concluir que: a intensidade de turbulência não teve qualquer efeito sobre a calibração do modelo, para os mesmos valores de β^* , os resultados para $I = 2\%$, 20% , e 40% são quase os mesmos, e tende a coincidir, o valor do aumento de β^* ; da mesma forma, a característica escala de comprimento da turbulência \mathcal{L}_t (diâmetro do disco, mínima corda da pá, raio pá) não afetou os resultados da calibração; presumivelmente devido aos efeitos viscosos, o coeficiente β^* , que explicitamente aparece na equação para o k e implicitamente na equação ω , parece ter um papel relevante na turbulência calibração do modelo; O modelo de turbulência $k - \omega$ SST foi calibrado com $\beta^* = 0.45$ para o caso específico.

5. FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA

5.1. Panorama da Energia Eólica

A busca por soluções energéticas que possam amenizar os problemas enfrentados em escala global tem levado muitos países a repensar sua matriz energética. Isso teve início na década de 1970 com a crise do petróleo que despertou o olhar para novas fontes de geração de energia, tornando-as mais competitivas devido ao grande acréscimo do preço do petróleo, além da consciente preocupação, demonstrada nos últimos 40 anos, com os problemas ambientais que vêm se aglomerando. O Gráfico 1 apresenta um estudo desenvolvido pela EPE (Empresa de Pesquisa Energética) o qual aponta uma tendência de crescimento, para os próximos anos, no setor de energias renováveis.

Gráfico 1 - Evolução da participação das fontes renováveis na matriz energética do Brasil -2005-2030.

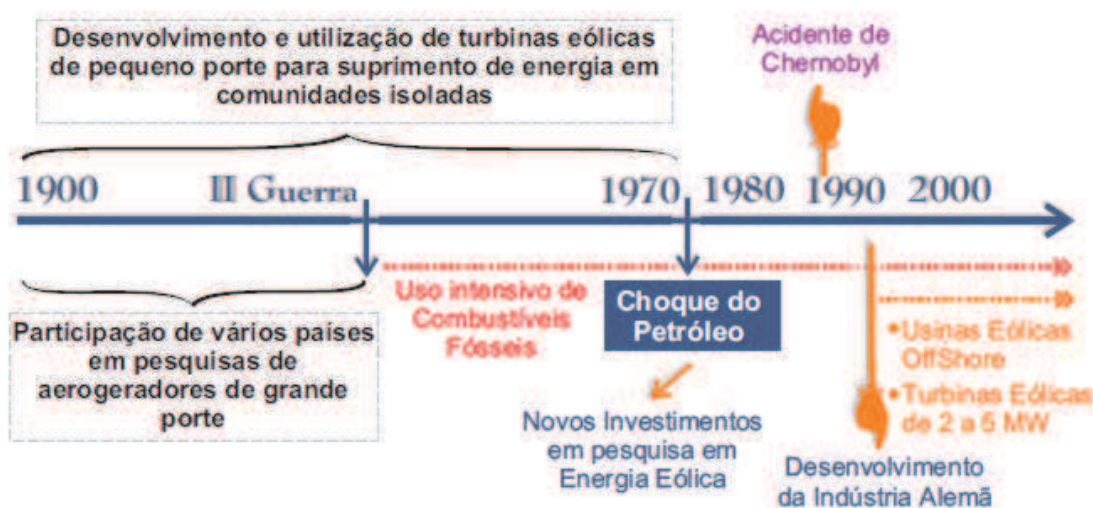


Fonte: EPE (2005).

Uma fonte alternativa, de produção de energia, que vem ganhando espaço nos últimos anos é a energia eólica. Esta vem sendo utilizada há milênios em embarcações. Entretanto, o primeiro registro histórico do uso dos ventos para bombeamento e moagem de grãos provém da Pérsia por volta de 200 a.C. Acredita-se também que cata-ventos para irrigação foram utilizados na China (2000 a.C.) e no império Babilônico (1700 a.C.). Após as cruzadas, há cerca de 900 anos, os moinhos de vento foram introduzidos na Europa. Lá, encontraram um cenário favorável para o desenvolvimento da tecnologia (DUTRA, 2008).

O uso da tecnologia eólica aliada à eletricidade só veio no fim do século XIX. No ano de 1888, o industrial Charles F. Brush construiu em Cleveland no estado de Ohio um catavento com a finalidade de produzir energia elétrica (DUTRA, 2008). A turbina fornecia uma potência de 12 kW em corrente contínua que carregava baterias que eram usadas em 350 lâmpadas incandescentes. O aprimoramento da tecnologia foi ganhando força e novas turbinas mais potentes foram surgindo. Contudo, com o advento das tecnologias oriundas do petróleo, para a produção de energia elétrica, o desenvolvimento da tecnologia eólica foi perdendo força ao longo dos anos.

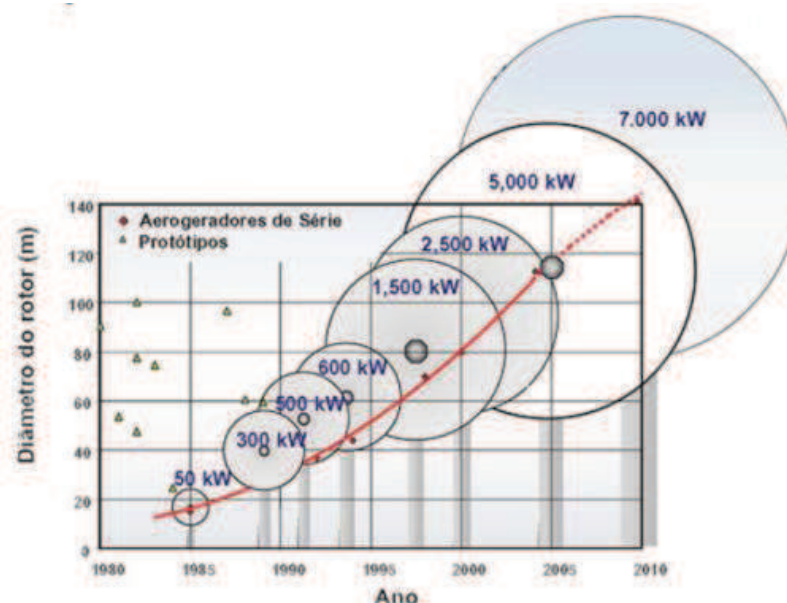
Figura 1 - Principais marcos do desenvolvimento da Energia Eólica no Século XX.



Fonte: DUTRA, 2008.

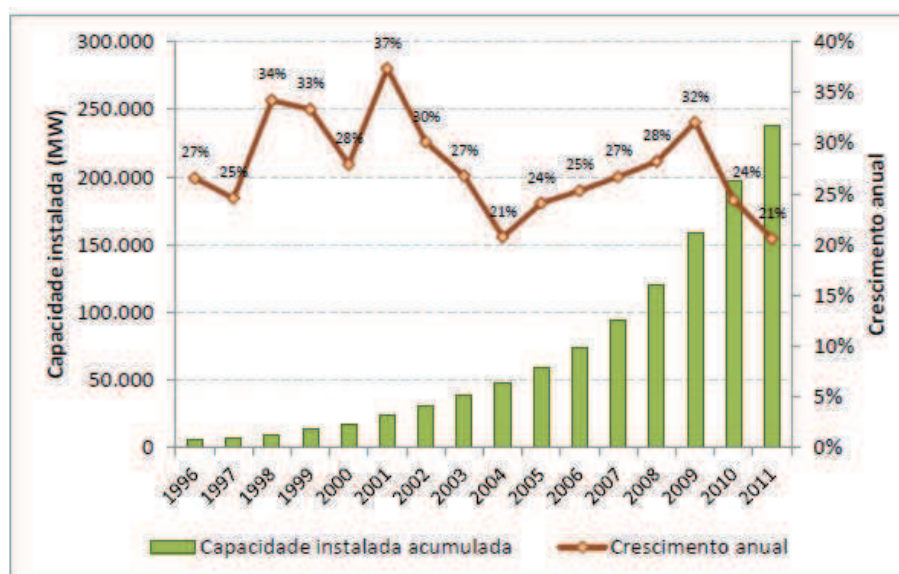
Durante a década de 1970, a energia eólica encontrou novamente um cenário favorável para desenvolver-se. Uma visão geral da história da energia eólica, a partir de 1900, pode ser contada através da Figura 1. Nela, são observados três importantes períodos como: o pré II Guerra, marcado pelo desenvolvimento da pesquisa em de vários países; o pós II Guerra e pré crise do petróleo, marcado pelo uso excessivo das fontes de energia oriundas do petróleo e carvão, além da diminuição drástica do uso da energia eólica; e o pós crise de 1970, marcado pelo desenvolvimento e viabilização de novas fontes alternativas de produção de energia, além do desenvolvimento da tecnologia e da indústria eólica. Observa-se que o desenvolvimento da tecnologia de geração de energia eólica para sistemas isolados não sofre tanta influência do advento do petróleo quanto os sistemas integrados.

Figura 2 – Evolução dos aerogeradores desde 1985 até 2005.



Fonte: DUTRA (2008).

Gráfico 2 – Capacidade eólica instalada total no mundo entre 1996 e 2011.



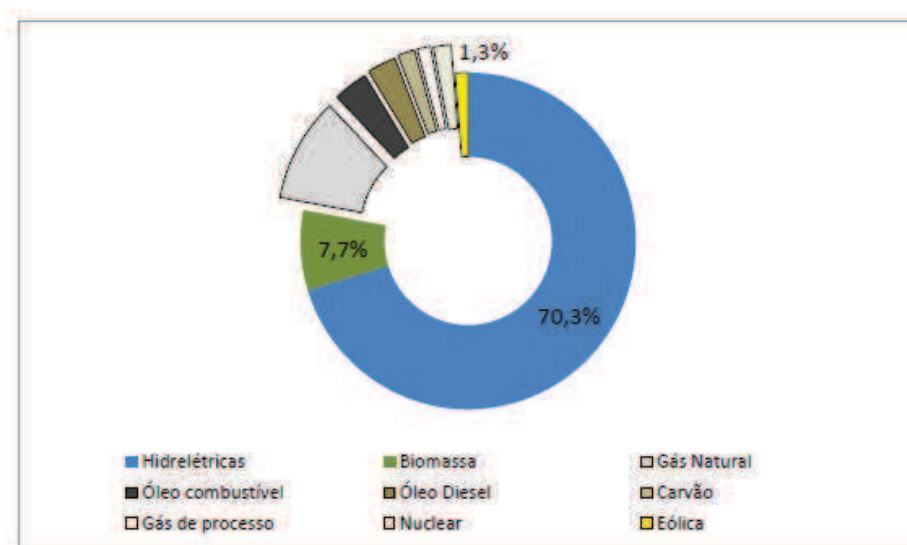
Fonte: SIMAS (2012).

O desenvolvimento e a comercialização da tecnologia tiveram um grande impulso nos últimos anos, fato favorecido devido a políticas de incentivo a formas alternativas de produção de energia. A Figura 2 mostra o crescimento da tecnologia ao longo dos anos 1985-2010, nota-se uma tendência exponencial do diâmetro do rotor com o passar dos anos. Já o Gráfico 2 mostra a capacidade instalada entre os anos 1996 e 2011. Apesar do crescimento

anual não ser regular, a capacidade instalada cresce como que uma função exponencial chegando a valores próximos de 250 000 MW de capacidade instalada.

Já o Gráfico 3 apresenta-se a matriz energética brasileira no ano de 2012. Pode-se observar a representatividade da energia eólica a nível nacional e que maior parte é destinada à produção de energia hidroelétrica.

Gráfico 3 – Matriz elétrica brasileira em 16 de abril de 2012.



Fonte: SIMAS, (2012).

É neste cenário que diversas pesquisas vêm sendo desenvolvidas para a melhoria do setor energético. No âmbito da energia eólica, segundo a ANEEL (Agência Nacional de Energia Elétrica) estão em operação no Brasil diversas centrais de energia eólica, onde pode-se citar as instaladas no Ceará (Praia Formosa, 104,4 kW de potência), Rio Grande do Sul (Índios, Osório e Sangradouro, cada uma com 50 kW de potência) e no Rio Grande do Norte (Rio do Fogo, 49,3 kW de potência). Contudo, a maioria da tecnologia encontrada é estrangeira, criando uma dependência de tecnologia. Neste sentido, diversas pesquisas vêm sendo desenvolvidas na tentativa de desenvolver uma tecnologia nacional, o que gera uma necessidade de projetos de incentivo e investimentos nesta área.

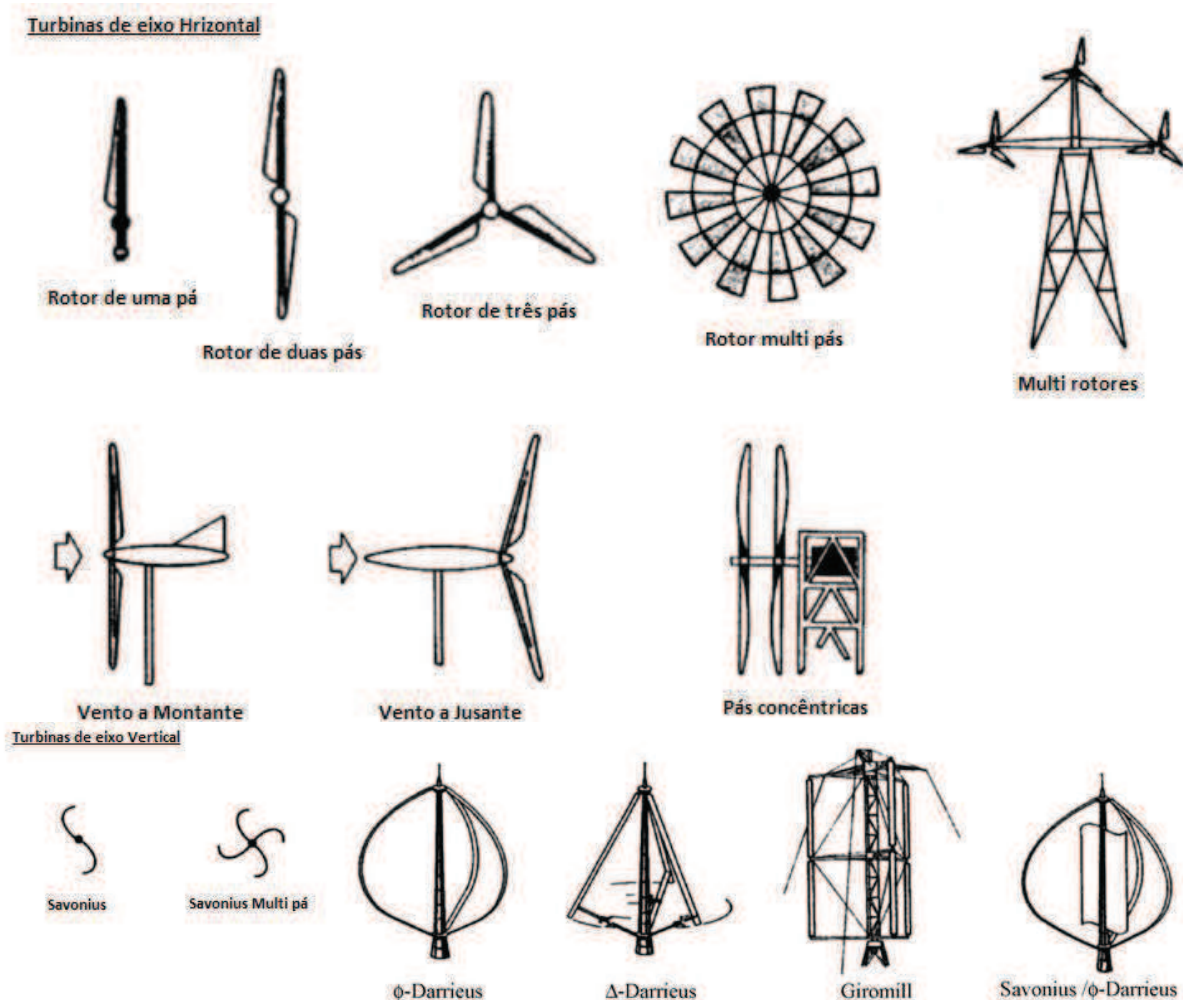
5.2. Conceitos Gerais de uma Turbina Eólica

Entende-se como vento, o movimento das massas de ar na atmosfera. Diversos fatores influenciam a formação dos ventos. Estes fatores podem ser de caráter global, regional

e local, como o aquecimento e a rotação da terra, a influência de efeitos térmicos, a influência da topografia, etc. Essas massas de ar em movimento carregam com si uma grande quantidade de energia que podem, ou não, serem aproveitadas na produção de energia mecânica e elétrica. Assim, define-se como turbina eólica o equipamento capaz de extrair a energia cinética contida nos ventos transformando-a em energia mecânica (DUTRA, 2008).

Diversos tipos de turbinas eólicas já foram idealizados. Institutos de patentes estão cheios de ideias inovadoras neste sentido. Diante de tantos tipos diferentes e na tentativa de organizar e classificar agrupando-os em setores, a priori, as turbinas eólicas são classificadas quanto à sua função aerodinâmica, tipos de sistemas eólicos, e posteriormente com relação às características de projeto.

Figura 3 – Alguns tipos de Turbinas Eólicas.



Fonte: MANWELL, MCGOWAN e ROGERS. (2009).

Quanto à função aerodinâmica, os rotores podem ser: de arrasto, que capta sua energia a partir do arrasto gerado pelo contato do ar que escoar pelas pás; de sustentação, que é capaz de captar energia através da sustentação gerada pelo ar que escoar. A classificação mais comum diz respeito ao projeto da turbina eólica. Esta divide os aerogeradores em duas classes, os de eixo horizontal e de eixo vertical, sendo a forma mais simples de classificar uma turbina eólica visto que o eixo do rotor é apenas um entre muitos componentes que compõem uma turbina eólica (HAU, 2006). Pode-se, ainda, classificar uma turbina eólica quanto a sua capacidade de produção de energia elétrica, esta sendo de pequeno, médio e grande porte, e quanto a sua aplicabilidade, em terra (*onshore*) e no mar (*offshore*). A Figura 3 mostra uma gama de aerogeradores de eixo vertical e horizontal com diferentes quantidades e tipos de pás. Quanto a tipos de sistemas eólicos, pode-se dizer que estes podem ser classificados em: sistemas isolados, que são sistemas privados de energia elétrica oriundas da rede pública; sistemas híbridos, que são sistemas que são capazes de produzir eletricidade em conjunto com qualquer outra fonte produtora de energia elétrica; sistemas de injeção na rede, que são sistemas que inserem a energia produzida por eles diretamente na rede pública de eletricidade.

5.3. Turbina Eólica Ideal

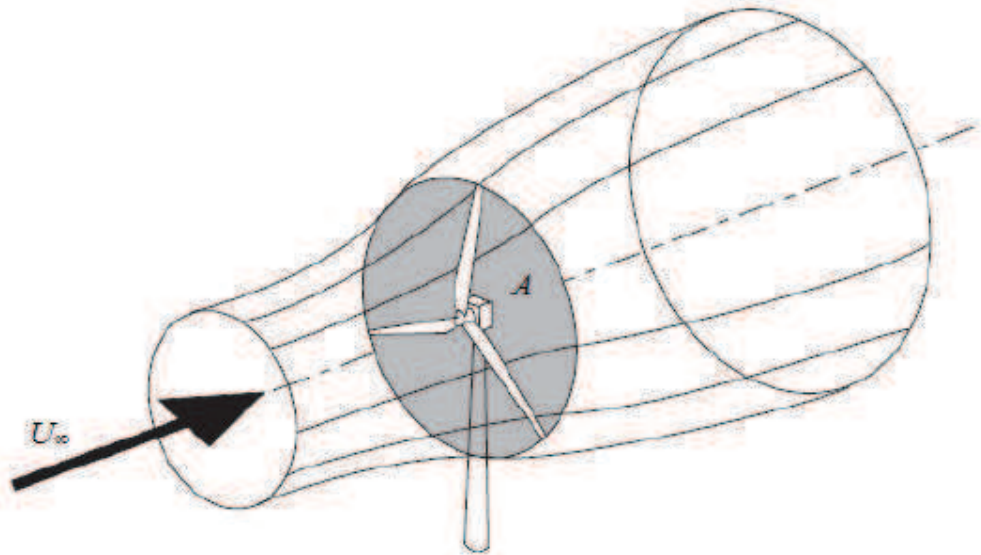
5.3.1. Teoria do Momento Unidimensional

Para o estudo de aerogeradores, busca-se compreender como estes interagem com o vento que passa por eles. Em um modelo básico, criado por Albert Betz entre 1922 e 1925, este foi capaz de mostrar, assumindo apenas as leis de conservação da física, que a extração de energia de um rotor é limitada a uma fração da energia disponível do vento que o transpassa. Apesar de todas as simplificações assumidas no seu modelo, este encontra aplicações práticas em modelos de engenharia. Busca-se aqui reproduzir os passos de Betz a fim de obter o máximo valor teórico de extração de energia de uma turbina.

Suponha que uma dada quantidade de ar passa por uma turbina eólica. Esta deve permanecer constante durante todo o processo. Uma vez que o ar se aproxima com uma velocidade U_{∞} (velocidade de corrente livre) e interage com a turbina, fornecendo-lhe energia, pela equação de Bernoulli a velocidade após o rotor deve ser menor que a que se

aproxima, com isso, as linhas de corrente do campo do escoamento devem se afastar. Isto pode ser observado na Figura 4.

Figura 4 – Volume de controle do escoamento do ar.



Fonte: (BURTON *et al.*, 2001).

Sabe-se que a potência P contida no vento, de densidade ρ , que escoar através de uma área A , conforme a figura indica, é dada pela expressão

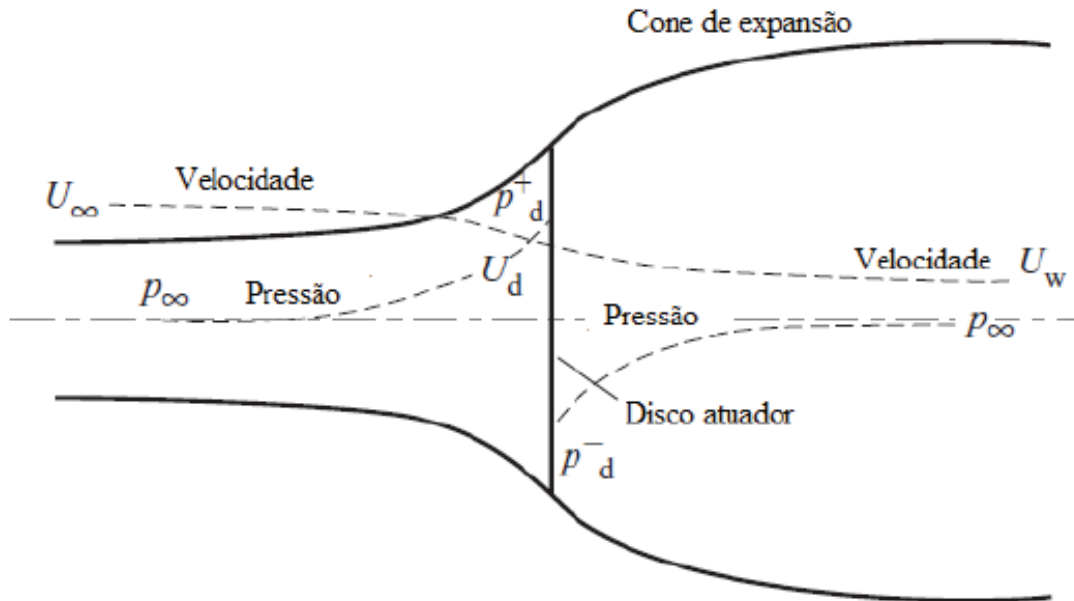
$$P = \frac{1}{2} \rho A U_{\infty}^3 \quad (01)$$

O modelo adotado é o escoamento unidimensional de Rankine. Este incorpora um disco de pá idealizada (disco atuador) com uma única finalidade, converter energia cinética do ar em potência. Algumas suposições devem ser feitas antes de continuar:

- Deve existir um número infinito de pás.
- O fluxo de ar deve ser uniforme, contínuo e homogêneo.
- O ar deve ser um fluido incompressível.
- Todo e qualquer gradiente de pressão radial deve ser ignorado.
- Efeitos de turbulência não existem.

A Figura 5 mostra o comportamento do ar que passa pelo rotor.

Figura 5 – Cone de Expansão.



Fonte: (BURTON *et al.*, 2001).

Nenhuma quantidade de massa pode passar pelo cone de expansão. Observa-se que a velocidade do ar diminui quando este se aproxima do rotor. Isso ocorre devido ao aumento da pressão próximo às pás. Por conservação da massa, pode-se escrever o conjunto de equações.

$$\rho U_\infty A_\infty = \rho U_d A_d = \rho U_w A_w \quad (02)$$

Onde os termos com ∞ referem-se à região de escoamento livre, d e w referem-se ao disco e à esteira (*wake*), respectivamente. Neste momento, aplica-se a equação de Bernoulli nas duas regiões do fluido

$$p_\infty + \frac{1}{2} \rho U_\infty^2 = p_d^+ + \frac{1}{2} \rho U_d^2 \quad (03)$$

$$p_d^- + \frac{1}{2} \rho U_d^2 = p_w + \frac{1}{2} \rho U_w^2 \quad (04)$$

Aqui, p_d^+ e p_d^- são as pressões próximas ao rotor a montante e a jusante respectivamente. Deve-se assumir que a jusante, após uma dada distância, a pressão de escoamento p_w tende a

recuperar o valor de corrente livre ($p_w = p_\infty$). Assim, pode-se determinar o empuxo da massa de ar em termos de

$$T = \frac{1}{2} \rho A_d (U_\infty^2 - U_w^2) \quad (05)$$

É interessante, neste momento, definir uma variável auxiliar a denominada fator de interferência ou fator de indução axial. Esta pode ser expressa como

$$a = \frac{U_\infty - U_d}{U_\infty} \quad (06)$$

Já a velocidade do disco atuador é expressa como a média das velocidades que a antecede e a sucede.

$$U_d = \frac{U_\infty + U_w}{2} \quad (07)$$

Uma vez definido o fator de indução axial a , pode-se expressar as velocidades U_d e U_w em termos desta. Isto se torna importante em termos de simplicidade algébrica.

$$U_d = U_\infty(1 - a) \quad (08)$$

$$U_w = U_\infty(1 - 2a) \quad (09)$$

É bom notar que, à medida que o fator de indução axial cresce, tem-se uma perda de velocidade tanto no rotor quanto na esteira. Quando a se aproxima de $1/2$, a velocidade na esteira tende a zero, neste momento a teoria não é mais aplicável.

A análise feita até agora tem como finalidade determinar a potência extraída do vento por um rotor ideal. Esta pode ser escrita em termos da variação da energia cinética do ar a montante e a jusante, ou seja,

$$P = \frac{1}{2} \cdot \frac{m(U_\infty^2 - U_w^2)}{t} = \frac{1}{2} \dot{m}(U_\infty^2 - U_w^2) \quad (10)$$

$$P = \frac{1}{2} \rho A U_a (U_\infty^2 - U_w^2) \quad (11)$$

$$P = \frac{1}{2} \rho A U_\infty^3 C_p \quad (12)$$

Onde C_p é o coeficiente de potência e é determinado em termos do fator de indução axial da seguinte forma:

$$C_p = 4a \cdot (1 - a)^2 \quad (13)$$

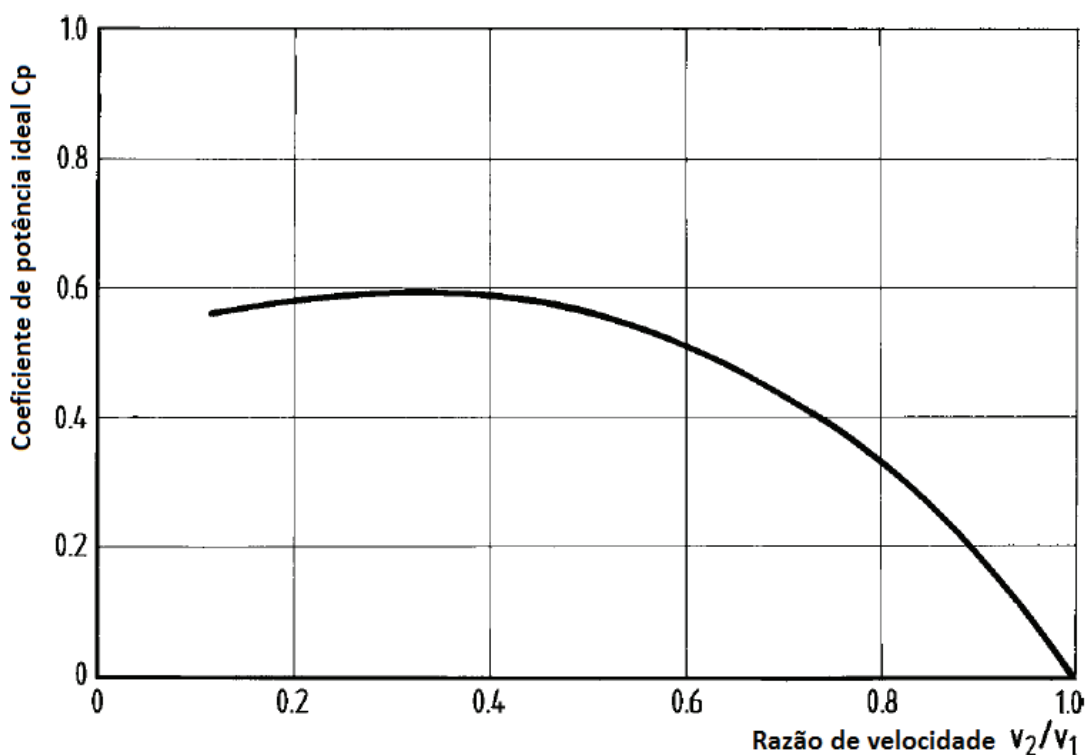
Note que, na Equação (13), a potência extraída é escrita como o produto da potência disponível e do coeficiente de potência. Não é difícil mostrar que C_p é máximo quando $a = 1/3$ e assim, o máximo valor teórico de potência que pode ser extraído é $C_p \approx 59,3\%$, este é o limite de Betz. Pode-se ainda escrever o Empuxo do ar sobre as pás e o coeficiente de Empuxo como sendo

$$T = \frac{1}{2} \rho A U^2 [4a(1 - a)] \quad (14)$$

$$C_T = \frac{T}{\frac{1}{2} \rho A U^2} = [4a(1 - a)] \quad (15)$$

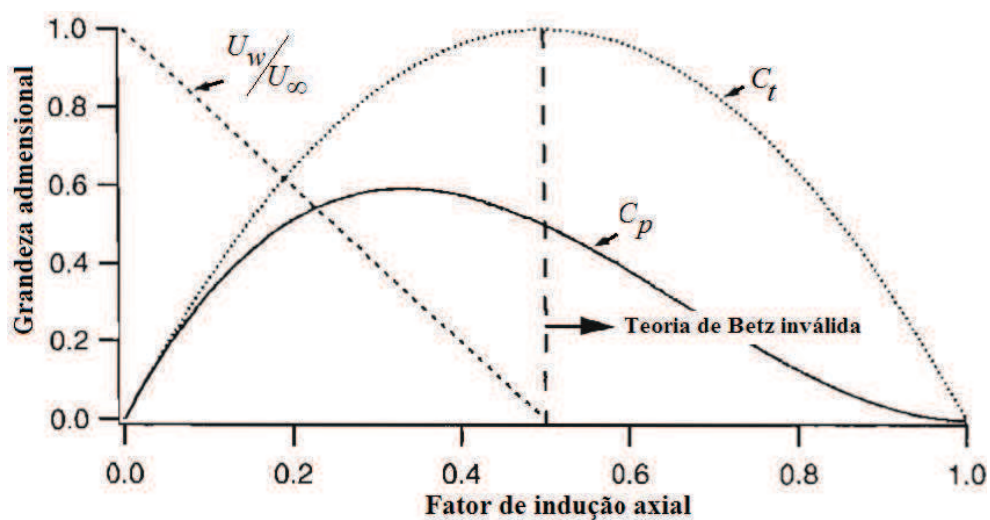
O Gráfico 4 mostra o coeficiente de potência em função do fator de indução axial. Neste, v_1 representa a velocidade a montante do rotor e v_2 a velocidade a jusante do rotor. É possível observar que a medida que o rotor extrai energia cinética da corrente de ar, v_2 diminui e a razão v_2/v_1 tende a zero. O coeficiente de potência tende a crescer até valores próximos de $v_2/v_1 = 0,5$ e para no caso extremo de nenhum momento ser transferido às pás, $v_1 = v_2$ implica que $C_p = 0$.

Gráfico 4 – Coeficiente de potência versus a razão de velocidade do fluido antes e depois da conversão de energia.



Fonte: HAU (2006).

Gráfico 5 – Parâmetros de operação para uma turbina de Betz.



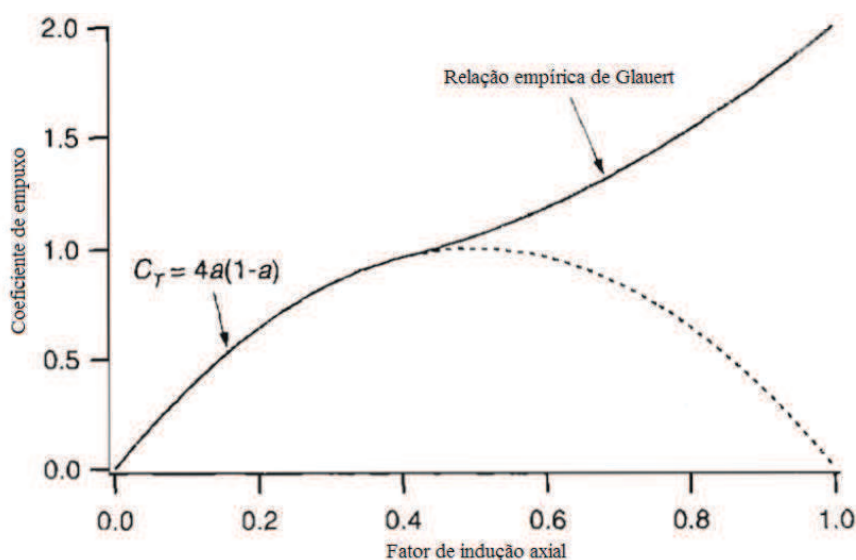
Fonte: MANWELL, MCGOWAN e ROGERS. (2009).

A fim de observar o comportamento do coeficiente de empuxo previsto pela teoria do momento, expõe-se o Gráfico 5, que mostra o comportamento de $C_T \times a$. Juntamente com ele, é mostrado o comportamento do coeficiente de potência em função do fator de indução

axial ($C_p \times a$) e da razão da velocidade a jusante em comparação com a montante (U_w/U_∞). A razão entre as velocidades decai à medida que a cresce até o valor limite de $U_w = 0$ deixando de ser válida a teoria. No Gráfico 5, U representa a velocidade não perturbada do ar; U_4 , velocidade atrás do rotor; C_p , coeficiente de potência; C_T , coeficiente de Empuxo.

Entretanto, o Coeficiente de Empuxo não prevê corretamente o comportamento da realidade física do problema. Para elevados valores de λ e $a > 0,5$, os padrões de escoamento atrás da turbina eólica se apresentam muito complexos e a teoria se torna falha.

Gráfico 6 – Coeficiente de Empuxo e Relação de Glauert.



Fonte: MANWELL, MCGOWAN e ROGERS. (2009).

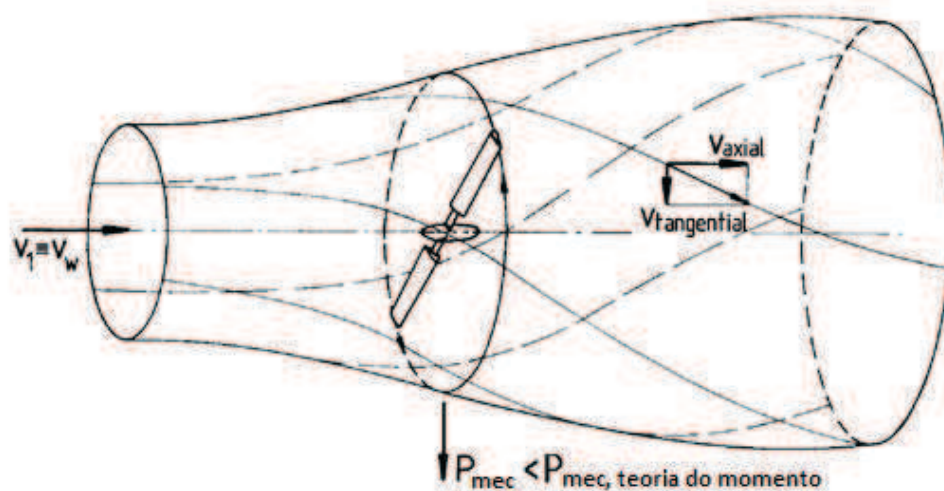
Dados experimentais têm mostrado que para valores maiores que este, o coeficiente de empuxo aumenta em cerca de 2.0 vezes para um fator de crescimento de 1.0 em relação ao fator de indução axial. Para isto, utiliza-se uma relação empírica desenvolvida por Glauert que determina corretamente os valores de indução axial e de empuxo. O Gráfico 6 compara o comportamento físico do problema aqui citado. As correções empíricas para a são apresentadas na metodologia (Equação 51).

5.3.2. Efeitos de Esteira Rotativa

Na análise desenvolvida na seção anterior, foi considerado um modelo de esteira não rotativa. No entanto, isso não é o que de fato ocorre. O torque das pás em rotação

transmite momento angular para o ar que passa através do rotor, gerando um escoamento rotativo na região da esteira. Considerando que o ar a montante da turbina aproxima-se com apenas uma direção, como o exposto na Figura 6, existe apenas quantidade de movimento linear. Contudo, o ar induz a turbina a girar em um sentido, transformando parte da quantidade de movimento linear em angular. Por conservação da quantidade de movimento, o ar gira na direção contrária à do rotor. Este fenômeno faz com que o rotor produza menos energia, uma vez que parte da energia cinética que poderia ser aproveitada faz com que o ar gire.

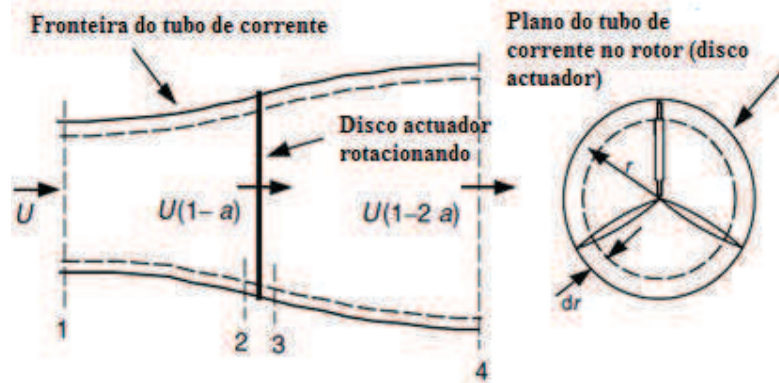
Figura 6 – Escoamento do ar considerando a esteira rotativa.



Fonte: HAU (2006).

A Figura 6 expõe isso de maneira mais clara. A análise que se segue é de uso comum para diversos autores e está bem desenvolvida na literatura, adota-se aqui a notação presente em MANWELL, MCGOWAN e ROGERS. (2009). Na Figura 7, é apresentado o conjunto de parâmetros a serem utilizados na análise de rotação de uma turbina eólica de eixo horizontal considerando efeitos de esteira. Em primeiro lugar, deve-se considerar que a velocidade angular, ω , transmitida ao escoamento, deve ser menor que a velocidade angular, Ω , do rotor. Deve-se considerar, também, a média de pressão da esteira que deve ser a mesma do escoamento livre (ver WILSON *et al.*, 1976). Por uma questão de análise, deve-se considerar que a rotação da esteira, os fatores de indução axial e tangencial devem ser todos funções do raio.

Figura 7 – Geometria para análise do rotor; U , velocidade não perturbada do ar; a , fator de indução axial; r , raio.



Fonte: MANWELL, MCGOWAN e ROGERS. (2009).

Uma escolha adequada de referencial pode melhorar, significativamente, uma dada análise de um problema. Assim, para facilitar o estudo, escolhe-se um referencial em que o volume de controle se move com a mesma velocidade angular das pás. Neste sentido, a velocidade angular do ar, que passa através do rotor, aumenta de Ω para $\Omega + \omega$. Deve-se supor que a componente da velocidade axial permanece constante. Estas considerações levam a escrever que

$$p_2 - p_3 = \rho \left(\Omega + \frac{1}{2} \omega \right) \omega r^2 \quad (16)$$

Em concordância com isto, o Empuxo experimentado por uma seção anelar do rotor é dado pela seguinte expressão

$$dT = (p_2 - p_3)dA = \left[\rho \left(\Omega + \frac{1}{2} \omega \right) \omega r^2 \right] 2\pi r dr \quad (17)$$

É conveniente, assim como foi definido a , definir-se um fator de indução tangencial a' como

$$a' = \frac{\omega}{2\Omega} \quad (18)$$

Com isso, a expressão para o Empuxo torna-se

$$dT = 4a'(1 + a') \frac{1}{2} \rho \Omega^2 r^2 2\pi r dr \quad (19)$$

Seguindo as hipóteses do momento linear, o Empuxo poderia ser escrito como

$$dT = 4a(1 - a) \frac{1}{2} \rho U^2 2\pi r dr \quad (20)$$

O que fornece,

$$\frac{a(1 - a)}{a'(1 + a')} = \frac{\Omega^2 r^2}{U^2} = \lambda_r^2 \quad (21)$$

onde λ_r é a razão de velocidade específica local. Este valor varia ao longo da pá, e para uma velocidade de vento fixo, é máximo na ponta desta. É conveniente definir $\lambda = \Omega R/U$ como sendo a razão de velocidade específica de ponta. Estes são valores que ocorrem com frequência nas análises futuras, e, por isso, é conveniente defini-los com antecedência.

Assim, o torque que atua sobre as pás pode ser escrito em termos destas variáveis. Para isto, iguala-se o torque com a taxa de variação do momento angular. Após algumas manipulações, pode-se escrever

$$dQ = 4a'(1 - a) \frac{1}{2} \rho U \Omega r^2 2\pi r dr \quad (22)$$

Com o valor do torque em mãos, é possível determinar a quantidade de potência gerada por um rotor, uma vez que $dP = \Omega dQ$. Assim,

$$dP = 4a'(1 - a) \frac{1}{2} \rho U \Omega^2 r^2 2\pi r dr \quad (23)$$

Ou, em termos de λ_r e λ

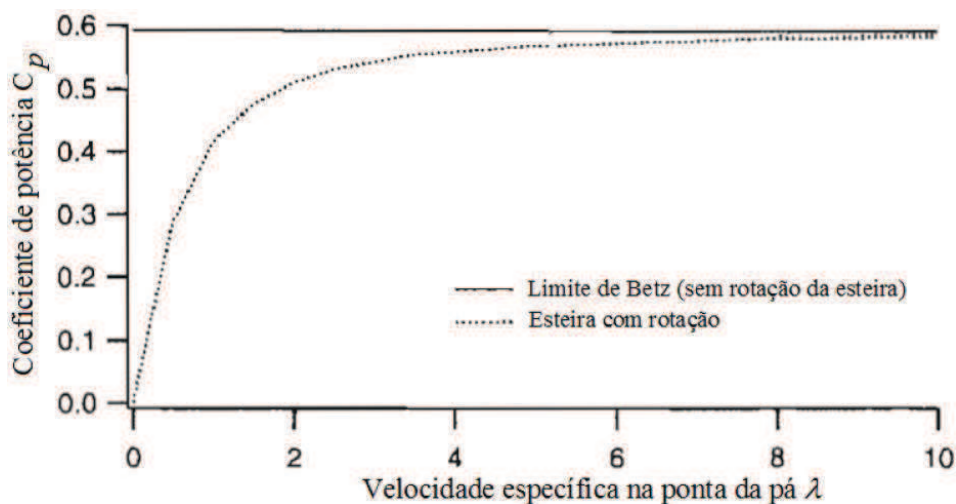
$$dP = \frac{1}{2} \rho A U^3 \left[\frac{8}{\lambda^2} a'(1 - a) \lambda_r^3 \right] d\lambda_r \quad (24)$$

Toda a análise é desenvolvida com a finalidade de determinar uma nova expressão para o coeficiente de potência que melhor represente a realidade física do problema. Este pode ser reescrito como

$$C_p = \frac{8}{\lambda^2} \int_0^\lambda a'(1-a)\lambda_r^3 d\lambda_r \quad (25)$$

Feito isto, o Gráfico 7 compara as duas formas de analisar o problema. Note que quanto maior a razão de velocidade específica de ponta, mais C_p se aproxima do limite de Betz.

Gráfico 7 – Coeficiente de potência pela razão de velocidade de ponta.



Fonte: MANWELL, MCGOWAN e ROGERS. (2009).

5.4. Teoria do Momento do Elemento de Pá

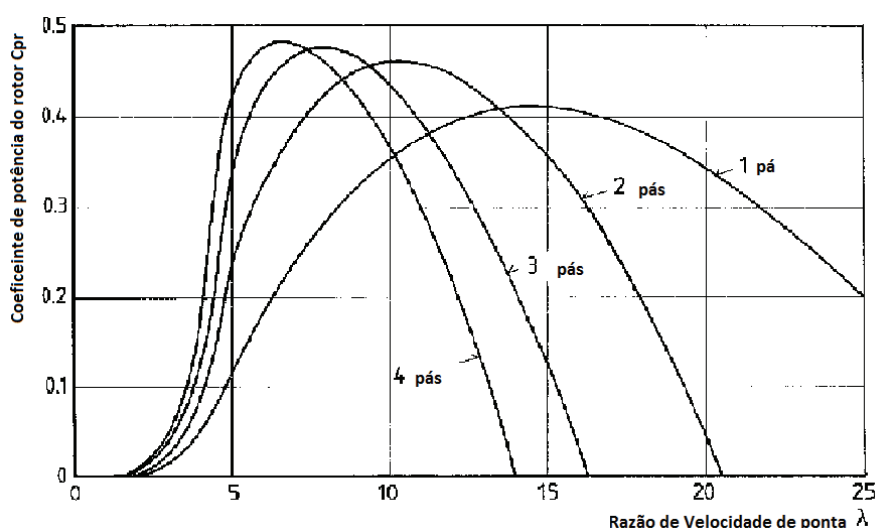
Quando se fala em um projeto de turbina eólica, deve-se considerar diversos fatores que vão desde as características das condições de vento e topografia do parque, componentes mecânicos e elétricos da turbina, bem como o melhor projeto aerodinâmico a ser implantado naquela situação. Um dos fatores mais importantes, que influencia em um projeto de uma turbina eólica, é obter a melhor geometria e o melhor número de pás para uma dada aplicação.

A teoria mais usada no projeto de pás é a Teoria do Momento do Elemento de Pá (BEM - *Blade Element Momentum Theory*). As pás de um rotor são responsáveis pela transformação da energia cinética contida nos ventos em energia mecânica para o rotor. Com a finalidade de otimizar o processo de transferência entre as formas de energia citadas, o BEM contém um conjunto de equações iterativas que visam alcançar este objetivo.

Um fator de grande importância na concepção de uma turbina eólica é a quantidade de pás que esta terá. O número de pás influencia diretamente no coeficiente de potência da turbina. Assim, o projeto deve ter em mente qual a melhor razão custo benefício em relação ao coeficiente de potência. O Gráfico 8 mostra a influência sobre o C_p exercida pelo número de pás.

É importante notar que rotores com um menor número de pás operam melhor em λ maiores, e o crescimento da quantidade de pás implica em um crescimento do C_p . Teoricamente, o coeficiente de potência continua crescendo com o número de pás, no entanto, quando o número de pás torna-se demasiadamente elevado, o coeficiente de potência decresce. Isso ocorre quando a solidez do rotor é muito elevada, tornando as condições de escoamento muito complexas e a teoria não abrange corretamente os fenômenos envolvidos no problema (HAU, 2006).

Gráfico 8 – Influência do número de pás em um rotor no seu coeficiente de potência.



Fonte: HAU (2006).

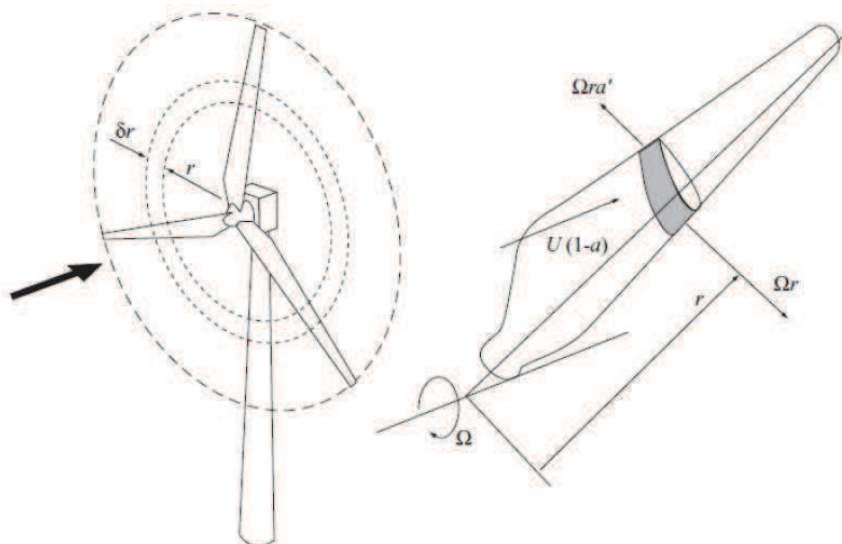
Os principais fatores de influência na transformação da energia cinética em energia mecânica, além dos fatores de indução, são as forças de sustentação e arrasto ao longo

das pás. Alguns parâmetros devem ser assumidos como verdade. Os principais pontos da teoria são expostos abaixo:

- A pá deve ser seccionada em N partes igualmente espaçadas.
- Cada elemento possui diferentes comprimentos de corda c , de torção β e de velocidade de rotação Ωr .
- Não existe escoamento ao longo da pá (escoamento *spanwise*).
- Cada elemento da pá não tem influência alguma sobre os elementos vizinhos.
- A resultante de força e momentos totais é a soma de todos os elementos.

A Figura 8 mostra alguns dos parâmetros citados.

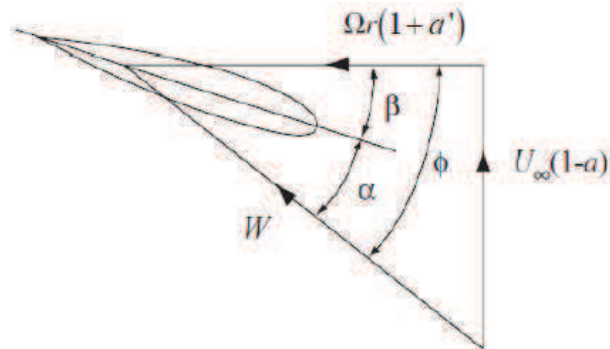
Figura 8 – Representação da seção da pá.



Fonte: (BURTON *et al.*, 2001).

Os ângulos envolvidos nos cálculos são introduzidos na Figura 9. Nela pode-se observar a relação de velocidade vista do referencial da pá, bem como o ângulo de ataque α , o ângulo de escoamento não perturbado ϕ , o ângulo de torção β , a velocidade resultante W .

Figura 9 – Velocidade sobre um elemento da pá.



Fonte: (BURTON *et al.*, 2001).

Pela figura,

$$W = \sqrt{U_\infty^2(1-a)^2 + \Omega^2 r^2(1-a')^2} \quad (26)$$

Note que a resultante W tem uma inclinação de ϕ com o plano de rotação. Este é o ângulo com que o elemento da pá percebe o ar que escoa por ele. Da Figura 9, pode-se obter as seguintes relações

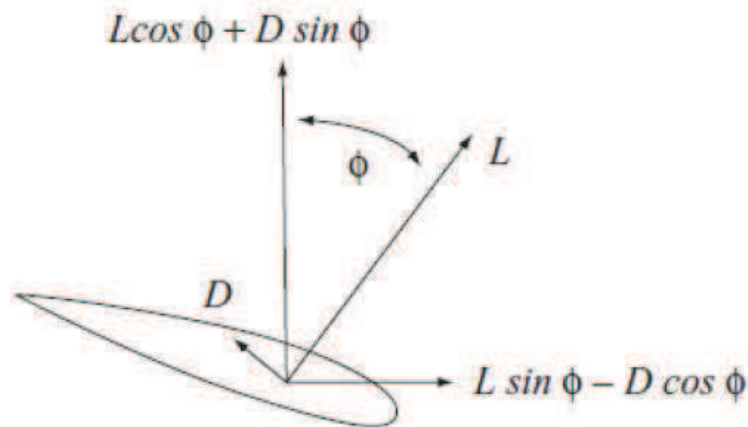
$$\text{sen } \phi = \frac{U_\infty(1-a)}{W} \quad (27)$$

$$\text{cos } \phi = \frac{\Omega r(1+a')}{W} \quad (28)$$

$$\alpha = \phi - \beta \quad (29)$$

A Figura 10 mostra uma representação da distribuição de forças sobre o elemento da pá. A sustentação é representada pela letra L (do inglês *lift*) e é perpendicular à corda do aerofólio, já o arrasto, expressa pela letra D (do inglês *drag*) e é na direção da corda e tem sentido oposto ao movimento da pá.

Figura 10 – Forças sobre um elemento da pá.



Fonte: (BURTON *et al.*, 2001).

O BEM prevê que os elementos de força de sustentação, dL , e arrasto, dD , para um elemento da pá devem ser escritos como se segue

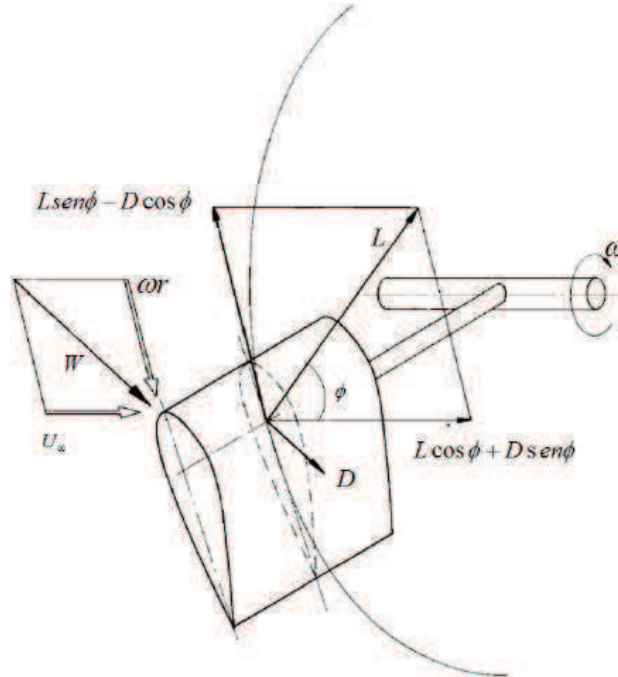
$$dL = \frac{1}{2} \rho W^2 c C_l dr \quad (30)$$

$$dD = \frac{1}{2} \rho W^2 c C_d dr \quad (31)$$

onde ρ representa a densidade do ar, c a corda do aerofólio, C_l o coeficiente de sustentação e C_d o coeficiente de arrasto. Ambos C_l e C_d são dados específicos de cada perfil aerodinâmico, e são obtidos em laboratório. Em casos de projeto de pás, faz-se necessário o conhecimento de uma grande quantidade de dados de C_l e C_d . Contudo, quando estes se tornam escassos, existem técnicas de aproximação para os valores de C_l e C_d a partir de um conjunto restrito de dados. Duas técnicas diferentes podem ser encontradas na literatura, em ALMEIDA, M. S. (2013), uma aproximação é feita através de uma correlação com polinômios, enquanto que LANZAFAME e MESSINA (2011) propuseram um conjunto de equações matemáticas para o cálculo do valor de C_l e C_d , de acordo com a variação do ângulo de ataque.

A Figura 11 facilita a visualização das forças aerodinâmicas envolvidas no problema. As forças indicadas podem ser decompostas e reescritas de modo a ter-se F_N , a força normal, e F_T , a força tangencial ao plano de rotação das pás.

Figura 11 – Representação das forças na direção da corda.



Fonte: HAU (2006).

Seja B o número de pás de um dado rotor, então os elementos de empuxo e de torque podem ser expressos como

$$dF_N = dL \cos \phi + dD \sin \phi = \frac{1}{2} \rho W^2 B c (C_l \cos \phi + C_d \sin \phi) dr \quad (32)$$

$$dF_T = dL \sin \phi - dD \cos \phi = \frac{1}{2} \rho W^2 B c (C_l \sin \phi - C_d \cos \phi) dr \quad (33)$$

$$dQ = BrdF_T = \frac{1}{2} \rho W^2 B c (C_l \sin \phi - C_d \cos \phi) r dr \quad (34)$$

Alguns autores optam por uma notação mais compacta, onde definem-se C_x e C_y , as componentes de força em cada direção, assim,

$$C_x = C_l \cos \phi + C_d \sin \phi \quad (35)$$

$$C_y = C_l \sin \phi - C_d \cos \phi \quad (36)$$

O que torna mais compacta as expressões dos elementos de empuxo e de torque.

$$dT = \frac{1}{2} \rho W^2 Bc C_x dr \quad (37)$$

$$dQ = \frac{1}{2} \rho W^2 Bc C_y r dr \quad (38)$$

Até aqui, foi possível determinar o empuxo sobre uma pá de duas maneiras diferentes. A primeira, envolvendo apenas o fator de indução axial, considerando uma análise integral de volume de controle. Já a segunda, desenvolvida acima, leva em conta a influência do fator de indução tangencial, sendo uma análise de escoamento sobre as pás. Assim, combinando as equações derivadas das duas análises pode-se determinar as equações que regem a melhor geometria da pá. Isto é feito igualando a força de empuxo e a força normal representadas pelas Equações (20) e (32). Assim, pode-se obter a seguinte expressão

$$\frac{a}{(1-a)} = \frac{\sigma'}{4 \sin^2 \phi} \left[C_x - \frac{\sigma'}{4 \sin^2 \phi} C_y^2 \right] \quad (39)$$

Onde $C_x = C_l \cos \phi + C_d \sin \phi$ e $C_y = C_l \sin \phi - C_d \cos \phi$ são as forças normal e tangencial, e σ' é a solidez local da pá e é definida como a razão entre o comprimento das cordas, de uma dada seção da pá, pelo comprimento da circunferência varrida por elas.

$$\sigma' = \frac{Bc}{2\pi r} \quad (40)$$

Agora, deve-se igualar os torques determinados pelas equações (22) e (34) e após alguns cálculos,

$$\frac{a}{1+a'} = \frac{\sigma' C_y}{4 \sin \phi \cos \phi} \quad (41)$$

As equações desenvolvidas até aqui não consideram os efeitos 3D da realidade física do escoamento de um fluido sobre uma pá. De fato, quando foi assumido que não existe

escoamento ao longo da pá e que cada perfil não tem influência sobre outro, falhas na descrição do fenômeno são geradas.

Para uma pá em operação, a velocidade do ar que passa sobre cada elemento de pá é diferente, devendo-se lembrar que o aumento do raio produz um aumento na velocidade observada pela pá. Diferenças de velocidades longitudinais provocam um gradiente de pressão na direção radial da pá, resultando em um escoamento radial sobre esta. Com isso, vórtices são gerados tanto na ponta como na raiz da pá, gerando perdas de sustentação e de arrasto induzidas pela corrente radial.

Existem alguns métodos de previsão e prevenção destas perdas. O método experimental de Prandtl introduz um fator de correção $F(B, r, \phi)$. Este fator de correção é aplicado nas equações de previsão de potência mecânica de um aerogerador, na tentativa de obter uma previsão mais próxima da realidade (MANWELL *et al.*, 2009). Na Equação (42), apresenta-se este fator de correção de potência

$$F(B, r, \phi) = \left(\frac{2}{\pi}\right) \cos^{-1} \left\{ e^{-\left[\frac{(B/2)(1-r/R)}{(r/R) \sin \phi}\right]} \right\} \quad (42)$$

Outro método bastante usado é o apresentado por Burton *et al.* (2001) que introduz uma correção geométrica para amenizar as perdas de ponta e de raiz. Este método leva em conta o fator de indução axial para o cálculo das perdas de ponta ($f_p(\mu)$) e de raiz ($f_r(\mu)$).

$$f_p(\mu) = \left(\frac{2}{\pi}\right) \cos \left\{ e^{\left[\frac{(B/2)(1-\mu)}{(\mu)}\right] \sqrt{1+(\lambda\mu)^2/(1-a)^2}} \right\} \quad (43)$$

$$f_r(\mu) = \left(\frac{2}{\pi}\right) \cos \left\{ e^{-[(B/2)(\mu-\mu_R/\mu)] \sqrt{1+(\lambda\mu)^2/(1-a)^2}} \right\} \quad (44)$$

Onde $\mu = r/R$ e μ_R é o raio da raiz normalizado. Assim, $F = f_p \cdot f_r$ é a correção de perda de ponta e de raiz.

5.5. Testes de turbinas eólicas em túnel de vento

O túnel de vento é a ferramenta mais importante na aerodinâmica experimental. Em diversos estudos dos mais variados projetos como carros, edifícios, aviões, e turbinas eólicas, estudos em túnel de vento aliados a ferramentas computacionais e formalismo teórico, são a base para a realização de um bom projeto. Cada um destes métodos apresenta uma vantagem diferente, e o estudo em túnel de vento torna-se importante porque este fornece grande quantidade de dados confiáveis para apoiar as decisões de projeto, além de economizar tempo e dinheiro. O estudo de turbinas eólicas em túnel de vento é frequente na literatura. Este trabalho apresenta em seu Referencial Teórico alguns dos muitos estudos, envolvendo túnel de vento, já realizados por diversos pesquisadores.

Túneis de vento, quando não muito grandes se comparados aos modelos em teste, costumam apresentar efeitos de bloqueio associados ao confinamento sofrido pelo escoamento na seção de teste. Em condições de operação fora do túnel de vento, é observado o surgimento de um cone de expansão do ar. Isso pode ser visto na Figura 4 deste trabalho. Em túneis de vento considerados pequenos, o tamanho deste cone de expansão é restringido ao tamanho das paredes da seção de teste. Isso faz com que a velocidade do ar que escoar sobre a turbina seja maior do que seria em situações fora do túnel.

Para tanto, uma vez que o rotor experimenta velocidades maiores do que as que seriam encontradas em condições normais, este experimentará um torque maior e, conseqüentemente, um coeficiente de potência mais elevado do que era esperado.

Definem-se, então, duas novas variáveis. Uma é a razão de bloqueio, BR (do inglês *Blockage Ratio*), que é definida como a razão entre a área do rotor (A_R) e a área da seção de teste (A_{ST}) e é exposta na Equação (45). E a segunda é o fator de bloqueio BF (do inglês *Blockage Factor*), Equação (46), que funciona como uma função de correção para o coeficiente de potência e é definida como a razão ao cubo entre a velocidade de escoamento em regime de operação (U_O) e a velocidade em condições do túnel operando sem a presença do modelo no seu interior que pode ser chamada de velocidade de corrente livre U_∞ . O fator de bloqueio, mesmo que não explicitamente, é função da razão de bloqueio (BR), velocidade específica de ponta da pá (λ), ângulo de inclinação da pá em relação ao seu eixo (β) como expresso por CHEN e LIOU (2011).

$$BR = \frac{A_R}{A_{ST}} \quad (45)$$

$$BF = \left(\frac{U_O}{U_{CL}} \right)^3 \quad (46)$$

A razão de bloqueio é importante para determinar se é necessário ou não utilizar o fator de bloqueio. Razões de bloqueio, de aerogeradores de eixo horizontal, menores que 10% não exigem correção de bloqueio (CHEN e LIOU, 2011). No presente estudo, a razão de bloqueio foi de 50,77% que é um número expressivo e exige uma correção no coeficiente de potência.

6. METODOLOGIA

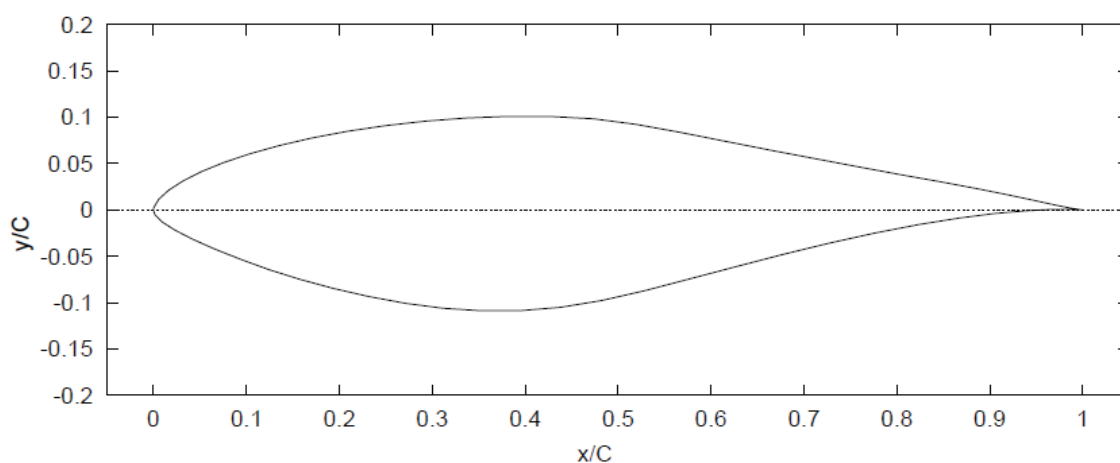
Apresenta-se aqui a metodologia empregada nesta dissertação. No primeiro tópico, é apresentado o projeto das pás seguido do detalhamento dos equipamentos utilizados nos ensaios, e por fim, é exposta a sequência adotada em cada ensaio.

6.1. Projeto das pás

As pás são responsáveis pela conversão da energia cinética dos ventos em energia mecânica para o aerogerador. Assim, uma devida importância deve ser dada a este componente. Para isto, busca-se obter a melhor geometria possível para um conjunto de pás de um rotor. Isto é feito através das equações do BEM.

O projeto utilizou um perfil aerodinâmico NREL S809 (Figura 12), desenvolvido especificamente para fins de aerogeradores, na construção do conjunto de pás. Dentre as características de um aerofólio, as de maior importância são: o valor de máxima sustentação $C_{l_{max}} = 0.748$; e o ângulo de estol, 6.11° , para o perfil em estudo. A Figura 12 apresenta a forma geométrica do perfil aerodinâmico utilizado. Esta se encontra com a corda de 1 mm de comprimento e o centro de pressão está localizado a 33% da corda.

Figura 11 – Perfil aerodinâmico NREL S809 utilizado na pá.



Fonte: SILVA (2012).

Quanto à metodologia utilizada na determinação da geometria das pás, foi escolhido o conjunto de equações disponíveis em BURTON *et al.* (2011). Sabe-se que a geometria da pá é uma função do coeficiente de sustentação, diâmetro do rotor, da velocidade específica de ponta da pá e do número de pás (onde o parâmetro geométrico da pá é definido por $Bc\lambda C_l/2\pi R$). Isso acontece da seguinte forma

$$\frac{B}{2\pi R} \frac{c}{\lambda C_l} = \frac{4\lambda^2 \mu^2 a'}{\sqrt{(1-a)^2 + [\lambda\mu(1+a')]^2}} \quad (47)$$

Rearranjando os termos da Equação (45) chega-se a

$$c = \frac{8\pi R \lambda \mu^2 a'}{B C_l \sqrt{(1-a)^2 + [\lambda\mu(1+a')]^2}} \quad (48)$$

É fácil perceber que a corda é inversamente proporcional ao número de pás, à razão de velocidade de ponta da pá e ao coeficiente de sustentação, além de ser diretamente proporcional ao raio do rotor. Sabe-se que a máxima eficiência é obtida quando os valores de indução axial e tangencial são

$$a = \frac{1}{3} \quad (49)$$

$$a' = \frac{a(1-a)}{\lambda^2 \mu^2} \quad (50)$$

Substituindo a Equação (49) e (50) na Equação (48) tem-se que

$$\frac{B}{2\pi R} \frac{c}{\lambda C_l} = \frac{\frac{8}{9}}{\sqrt{\frac{4}{9} + \lambda^2 \mu^2 \left[1 + \frac{2}{9(\lambda^2 \mu^2)}\right]^2}} \quad (51)$$

Estas expressões são válidas para a determinação da corda para ambos os casos de afilamento linear quanto para ângulo de ataque constante. Nos casos em que são consideradas as perdas de ponta, deve-se introduzir uma função de perda de ponta F . Assim, as equações que incluem esse tipo de perda são apresentadas a seguir:

- Cálculo da corda

$$\frac{B}{2\pi R} \frac{c}{\lambda C_l} = \frac{4a(1-a)}{\sqrt{\left(1 - \frac{a}{F}\right)^2 + \lambda^2 \mu^2 \left[1 + \frac{a\left(1 - \frac{a}{F}\right)}{(\lambda^2 \mu^2)F}\right]^2}} \quad (52)$$

- Caso o afilamento seja linear

$$\frac{c}{R} = \frac{8}{9 \cdot \lambda \cdot 0,8} \left(2 - \frac{\mu}{0,8}\right) \frac{2\pi}{C_l \cdot \lambda \cdot B} \quad (53)$$

- Determina-se o ângulo de escoamento não perturbado ϕ através de

$$\phi = \tan^{-1} \left[\frac{1 - \frac{a}{F}}{\lambda \mu \left(1 + \frac{a\left(1 - \frac{a}{F}\right)}{\lambda^2 \mu^2 F}\right)} \right] \quad (54)$$

- Determinação do valor de a , em função do coeficiente de perda de ponta F .

$$a = \frac{1}{3} + \frac{1}{3}F - \frac{1}{3}\sqrt{1 - F + F^2} \quad (55)$$

Para determinar o fator de indução axial a , deve-se conduzir um cálculo iterativo levando em conta as Equações (43), (44) e (55). O critério de convergência presente no programa utilizado é da ordem de 10^{-10} .

As correções de perda de ponta e de raiz são correções geométricas nas respectivas partes das pás, com a finalidade de diminuir os efeitos de perda de sustentação. Para o projeto das pás, não foram levadas em conta as perdas de ponta, ou seja, $F = 1$, uma vez que busca-se compara os resultados aqui obtidos com os de SILVA (2012), onde não foram levado em conta estas correções geométricas.

As pás foram projetadas com auxílio do *software* SDPA 3.0 desenvolvido no LAERO (Laboratório de Aerodinâmica e Mecânica dos Fluidos da UFC) (ALMEIDA, M. S., 2013). Este *software* é uma ferramenta bastante útil para projetos de rotores de aerogeradores.

No processo de fabricação das pás, foi utilizada uma técnica de estereografia, ou impressão 3D, na qual foi utilizada a impressora SD 300 PRO[®]. Na Figura 13, apresenta-se, à direita, a impressora SD 300 PRO[®], e a esquerda o computador com o programa de auxílio de impressão desta.

Figura 13 - Equipamento de prototipagem 3D.



Fonte: Elaborado pelo Autor.

6.2. Instrumentos de Medidas e Auxiliares

Para a obtenção de dados experimentais, deve-se contar com um conjunto de instrumentos de medidas apropriado para obter as principais informações envolvidas no problema estudado. As principais variáveis envolvidas no estudo são a rotação, o torque e a velocidade do vento. Assim, apresenta-se nas próximas subseções o conjunto de equipamentos que foram utilizados para obter tais medidas.

6.2.1. Rotação e Torque

A medição do torque foi realizada com um transdutor de torque, modelo HBM T20WN, acoplado ao eixo de rotação capaz de medir o valor do torque em condições estáticas e dinâmicas para qualquer sentido de rotação. Suas especificações técnicas de acordo com o fabricante são: Faixa de leitura até $2N \cdot m$ com erro $\pm 0,2\%$, com rotação máxima mensurável de 3000 rpm e rotação máxima de operação de 10.000 rpm . O sistema de suporte integrado facilita muito a sua utilização. O sistema possui um sinal de saída de $\pm 10 \text{ V}$ para a medida de torque. O transdutor também fornece um pulso de sinal de 0 a 5 V (assimétrico), dois sinais de ondas quadradas, aproximadamente 90° defasados. A Figura 14 apresenta o modelo utilizado.

Figura 14 - Transdutor de torque T20WN.



Fonte: SILVA (2012).

6.2.2. Velocidade do Vento

Foi utilizado um anemômetro de fio modelo TAR-176 (Figura 15) da Instruterm. O instrumento possui um mini ventoinha com sonda telescópica de 13 mm de diâmetro resistente a altas temperaturas. Com uma resolução de $0,01 \text{ m/s}$ e precisão de 2% , é capaz de

medir velocidades até $12,00 \text{ m/s}$. Possui ainda um termômetro com faixa de leitura de 0 a $80 \text{ }^\circ\text{C}$ com a mesma precisão.

Figura 15 – Termo-Anemômetro Digital Modelo TAR-176.

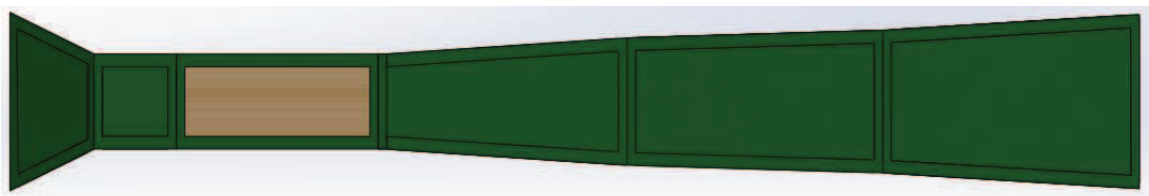


Fonte: Elaborado pelo Autor.

6.2.3. Túnel de Vento

Foi utilizado o túnel de vento do Laboratório de Aerodinâmica e Mecânica dos Fluidos (LAERO) da UFC. Este é um túnel de circuito aberto, subsônico, de aproximadamente $6,5 \text{ m}$ de comprimento, contendo um exaustor de 2 hp de potência localizado na saída, e de seção de teste de $500 \times 495 \text{ mm}$ de madeira e acrílico. A Figura 16 apresenta um desenho em CAD do túnel utilizado. A seção de teste está representada pela região de cor diferente (verde).

Figura 16 – Desenho em CAD do Túnel de Vento do LAERO.



Fonte: LAERO.

A princípio, seriam realizados testes sem maiores alterações no túnel de vento. Contudo, foram observadas velocidades de corrente livre da ordem de 12 a 16 m/s , o que

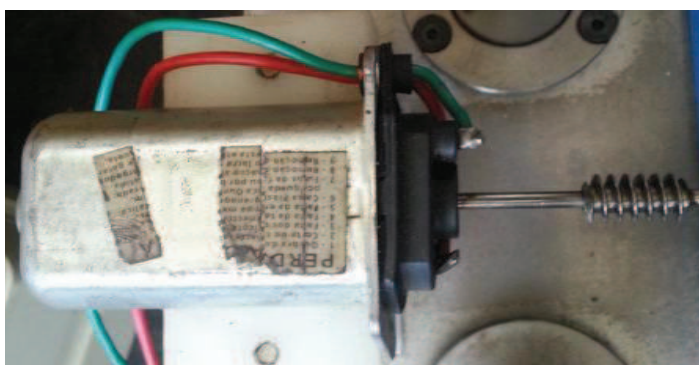
implicaria em rotações inalcançáveis pelo sistema utilizado. A fim de controlar a velocidade do vento, e minimizar os efeitos de turbulência encontrados anteriormente, foram introduzidas no túnel de vento algumas ferramentas que tinham este propósito. Para tanto, o trabalho de MEHTA e BRADSHAW (1979) serviu de referencial na escolha adequada de equipamentos de controle a se utilizar dentro do túnel de vento.

Assim, da esquerda para a direita, foram colocados uma tela de nylon de $2 \times 2 \text{ mm}$ na entrada do túnel juntamente com uma grade de aço galvanizado de $20 \times 20 \text{ mm}$, um *honeycomb* circular de 75 mm de diâmetro na saída do bocal convergente e outras duas telas de nylon igualmente espaçadas até o início da seção de teste, preservando esta ordem. O resultado foi tal que as médias de velocidade não chegaram a $5,2 \text{ m/s}$.

6.2.4. Motor Elétrico

Utilizou-se um motor elétrico 12 V de CC exposto na Figura 17. Devido à falta de controle da rotação do exaustor do túnel de vento, para obter as rotações desejáveis à construção da curva do $C_p \times \lambda$, coube ao motor controlar a rotação fazendo com que os λ desejáveis fossem alcançados.

Figura 17- Motor Elétrico.



Fonte: Elaborado pelo Autor.

6.2.5. Sistema de Controle de Rotação

Para ter controle sobre as rotações desejáveis, foi utilizado um sistema de controle eletrônico desenvolvido em um trabalho de conclusão de curso de um aluno do Laboratório de Motores de Combustão Interna da UFC. A Figura 18 apresenta a tela do controle utilizado.

Através de um potenciômetro a rotação desejada é regulada, na tela representado por SP, e o equipamento recebe os valores de rotação do transdutor de torque e tenta manter a rotação próxima do valor desejado. Na tela do equipamento é possível observar os valores de rotação e torque oriundas do transdutor, além de DC que representa o percentual de esforço do motor elétrico para manter a rotação no valor desejado.

Figura 18 – Controle de Rotação.

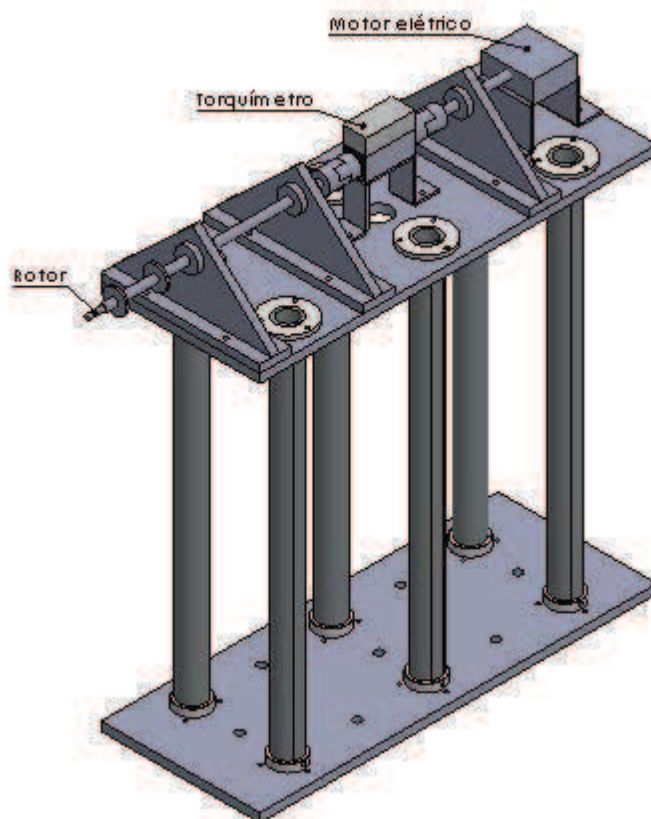


Fonte: Elaborado pelo Autor

6.3. Ensaios

Como a finalidade era de obter a curva de potência mecânica para cada projeto de pá, buscou-se conhecer como o torque varia com o aumento da rotação para uma dada velocidade de escoamento. Um desenho do projeto da bancada de teste encontra-se na Figura 19. Os mancais, com seus devidos rolamentos, oferecem uma resistência natural ao movimento de tal forma que, para conhecer o torque gerado pelo rotor, faz-se necessário ter em mãos o valor do torque gerado pelo conjunto de mancais. Seguindo este pensamento, para cada conjunto de pás, foi estudado o comportamento do torque para diferentes rotações previamente escolhidas.

Figura 19 – Desenho em CAD da bancada de testes.



Fonte: ALMEIDA, T. M. J. (2013).

Outra variável de grande importância na compreensão do C_p é a velocidade do escoamento dentro do túnel de vento. De maneira similar, é necessário compreender o comportamento, oscilatório ou não, do escoamento dentro do túnel. Uma vez que o C_p será dado pelo produto do torque pela rotação dividido pela potência disponível, $C_p = Q\omega/0,5\rho AU^3$, um estudo adequado do comportamento de U deve ser conduzido.

Para assegurar um melhor resultado para os diferentes λ_p , foi adotado o seguinte procedimento para cada ensaio:

- Estudo do Comportamento do Escoamento: nenhum equipamento em operação¹, além do anemômetro, é encontrado no túnel de vento. Este é ligado durante 25 min e os dados de velocidade do escoamento são aferidos. Este teste é importante para se obter os valores da velocidade de escoamento livre que são necessários para o cálculo do fator de bloqueio.

¹ A bancada teste e as pás encontram-se dentro do túnel, contudo, o motor elétrico mantém a rotação em 0 *rpm*.

- Estudo do Torque gerado pelo Mancal: tendo o valor da velocidade média de escoamento dentro do túnel de vento, estimam-se as devidas rotações para que a velocidade específica de ponta possa variar com um incremento de 0,5 lambda. Após o controle de rotação estabilizar, foram coletados dados para cada ajuste de rotação. O estudo do torque do mancal é importante para conhecer o torque gerado pelas pás em operação. Quando as medidas de torque do equipamento em operação com as pás são realizadas, o transdutor de torque fornece a leitura do torque do eixo, este contém o torque resultante do sistema composto pelo torque gerado pelos mancais somado ao das pás. As pás tendem a aliviar o sistema, o que leva a uma leitura de torque menor do que os testes do mancal, contendo apenas o eixo em rotação. Assim, é feita a diferença entre os valores encontrados entre o torque do manca e do sistema com as pás em operação para obter o valor do torque devido a influência apenas das pás.
- Estudo do Torque das Pás: após o controle de rotação estabilizar, são coletados dados de torque para as mesmas rotações do estudo do torque gerado pelo mancal isoladamente. Durante o intervalo de tempo de coleta dos dados de torque, os dados de velocidade do escoamento também são aferidos e coletados.

Para estimar os erros associados ao C_p , foi feita uma análise de propagação de erro tomando como referência os valores dos erros gerados pela medida de torque e de velocidade do vento. A metodologia utilizada para o estimar os erros das medidas encontra-se no Apêndice IV.

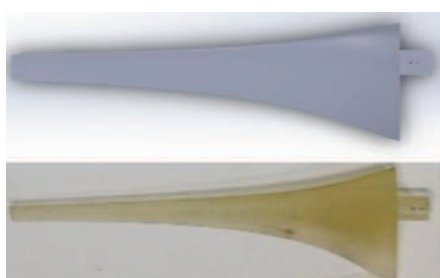
7. RESULTADOS E DISCUSSÃO

Este capítulo contém os resultados obtidos nesta dissertação. Estes se estendem do projeto dos quatro conjuntos de pás, apresentando os gráficos de $C_p \times \lambda$ para cada projeto, seguido de uma análise comparativa entre os resultados obtidos nos ensaios e os testes de campo em escala real conduzidos por SILVA (2012) e os obtidos pelo BEM. Por fim, propôs-se adotar uma função de correção do C_p devido a efeitos de bloqueio no túnel de vento (CHEN e LIOU, 2011).

7.1. Projetos dos Conjuntos de Pás

Os primeiros resultados obtidos e a serem expostos são os parâmetros de projeto dos quatro conjuntos de pás para lambdas de 6 a 9. Na Figura 20 (a) e (b), são apresentados um desenho em CAD e uma foto para $\lambda_p = 6$ e $\lambda_p = 7$. Para mais detalhes do projeto, ângulo de torção, afilamento, etc., consultar o Apêndice I. Logo após a Figura 20, encontram-se os Gráficos 9 e 10, de torção e afilamento de ambas as pás de λ_p igual a 6 e 7 respectivamente.

Figura 20 – Projeto das Pás de $\lambda_p = 6$ e $\lambda_p = 7$.



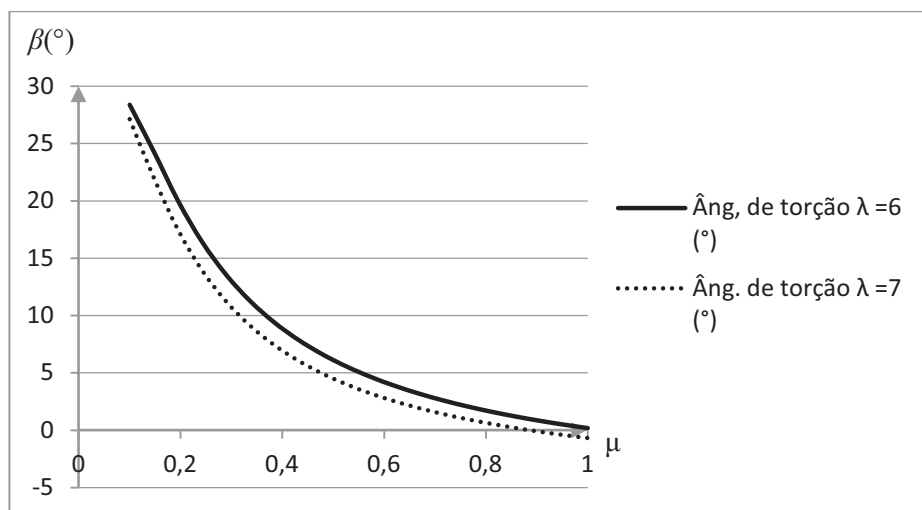
(a) Desenho em CAD e foto da Pá de $\lambda_p = 6$



(b) Desenho em CAD e foto da Pá de $\lambda_p = 7$.

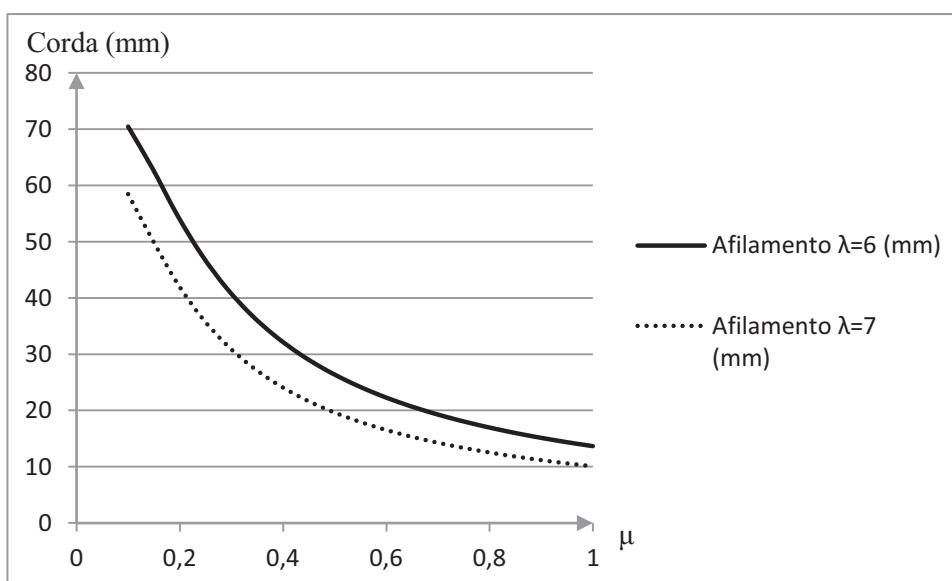
Fonte: Elaborado pelo Autor.

As pás apresentam pequenas imperfeições localizadas no bordo de fuga dos perfis da raiz devido à fragilidade destas no processo de extração de material da impressora 3D. Contudo, tal desconformidade geométrica existente, entre o projeto e o equipamento produzido, não é suficientemente grande para afetar os resultados de forma expressiva, visto que os perfis da raiz são responsáveis por uma quantidade mínima de produção de torque e, consequentemente, de potência.

Gráfico 9 - Torção das pás de $\lambda_p = 6$ e $\lambda_p = 7$.

Fonte: Elaborado pelo Autor.

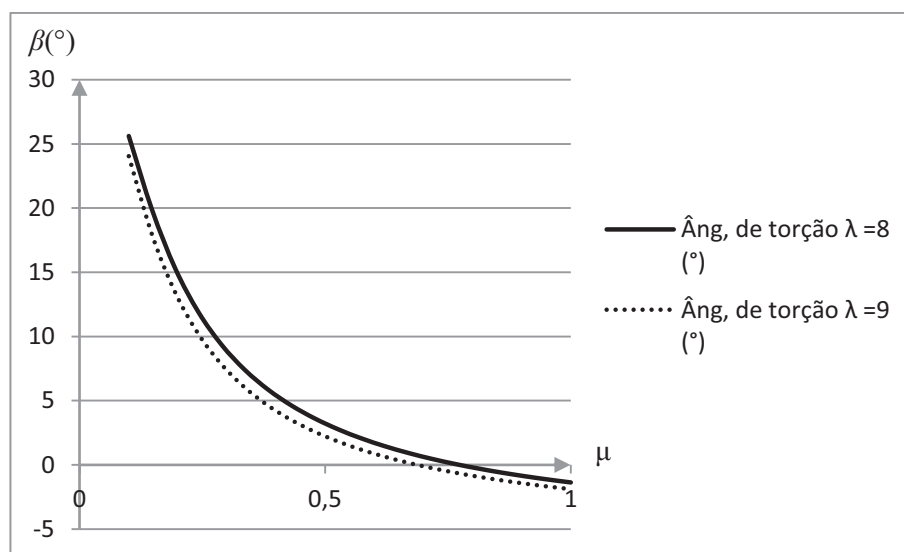
Como consequência das Equações (52) e (54), pode-se observar que um crescimento no valor de λ de projeto representa uma diminuição nos valores da corda e do ângulo de escoamento não perturbado. Fato que pode ser observado nos Gráficos 9 - 12. Os valores presentes nos Gráficos 9 e 10 encontram-se num intervalo de μ (é a posição relativa ao raio; consulte o Apêndice I) entre 0,1 e 1, isso porque de $\mu = 0$ a $\mu = 0,1$ encontra-se a base da pá que é encaixada no rotor.

Gráfico 10 - Afilamento das pás de $\lambda_p = 6$ e $\lambda_p = 7$.

Fonte: Elaborado pelo Autor.

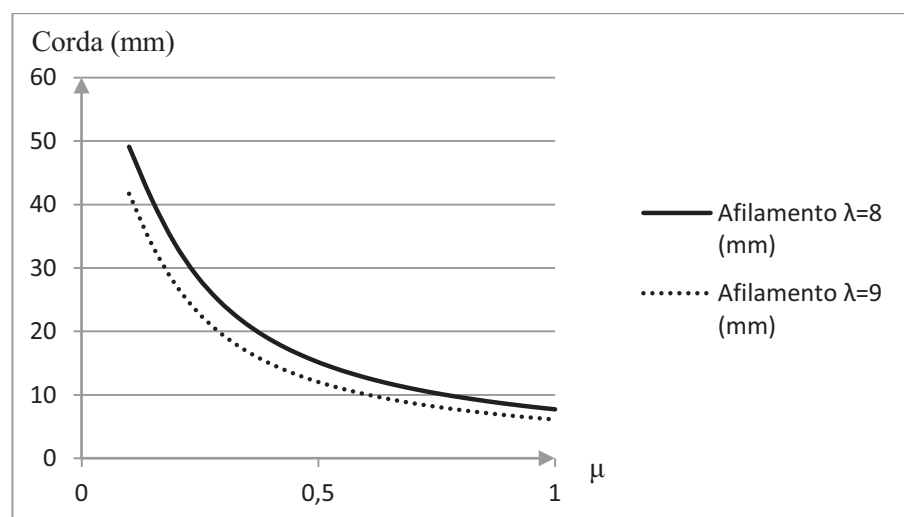
Apresentam-se agora os resultados encontrados para o projeto para as ambas as pás de λ_p igual a 8 e 9. É oportuno, nesse momento, mencionar que a pá de $\lambda_p = 8$ sofreu um inconveniente erro de impressão na SD 300 PRO[®] e, por falta de material, não foi possível imprimi-la na SD 300 PRO[®].

Gráfico 11 – Torção das pás de $\lambda_p = 8$ e $\lambda_p = 9$.



Fonte: Elaborado pelo Autor.

Gráfico 12 - Afilamento das pás de $\lambda_p = 8$ e $\lambda_p = 9$.

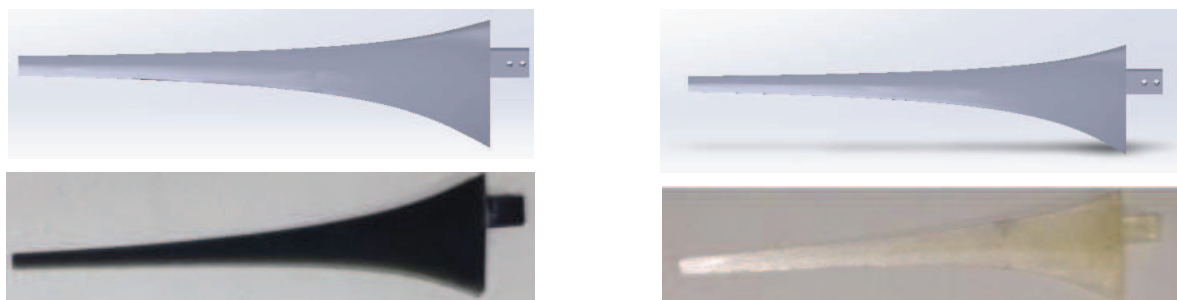


Fonte: Elaborado pelo Autor.

Para solucionar tal problema, a pá de $\lambda_p = 8$ será impressa em momento posterior a este trabalho. Desta forma, não é apresentado neste trabalho nenhum resultado significativo sobre tal projeto. A despeito deste fato, na Figura 21 (a) - (b) são mostrados tanto o desenho

em CAD bem como seu resultado final depois de impresso, e os Gráficos 11 e 12 expõem a torção e o afilamento tanto para $\lambda_p = 8$ como para $\lambda_p = 9$ respectivamente.

Figura 21 – Projeto das Pás de $\lambda_p = 8$ e $\lambda_p = 9$.



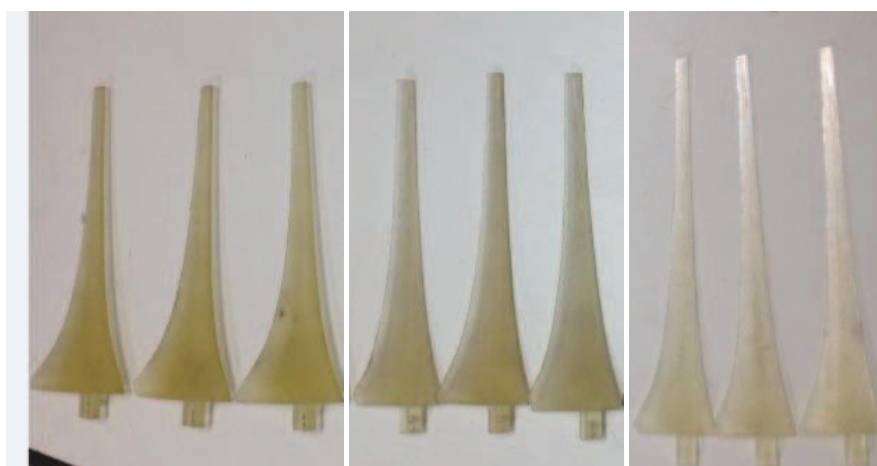
(a) Desenho em CAD da pá de $\lambda_p = 8$.

(b) Desenho em CAD da pá de $\lambda_p = 9$.

Fonte: Elaborado pelo Autor.

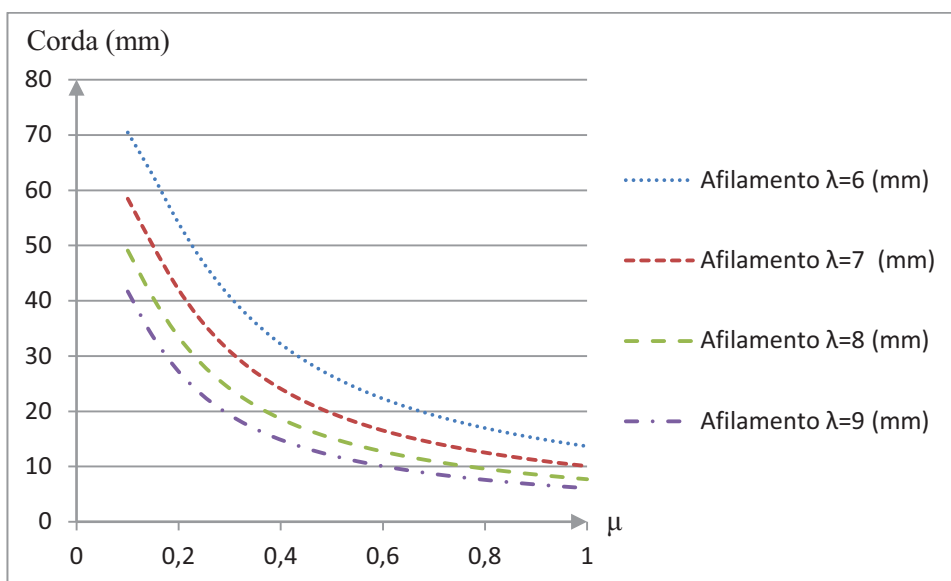
Por fim, a título de comparação, apresenta-se o Gráfico 13 (a) e (b) contendo o afilamento e a torção dos quatro projetos de pá nesta ordem e a Figura 21 contém todos os conjuntos de pás impressas. A diminuição tanto da corda como do ângulo de escoamento livre é de fácil reconhecimento ao observar o Gráfico 13 (a) e (b). A Figura 22 apresenta lado a lado todos os conjuntos de pás confeccionados neste trabalho, e está organizado em ordem crescente de λ_p da esquerda para a direita.

Figura 22 – Conjuntos de pás.

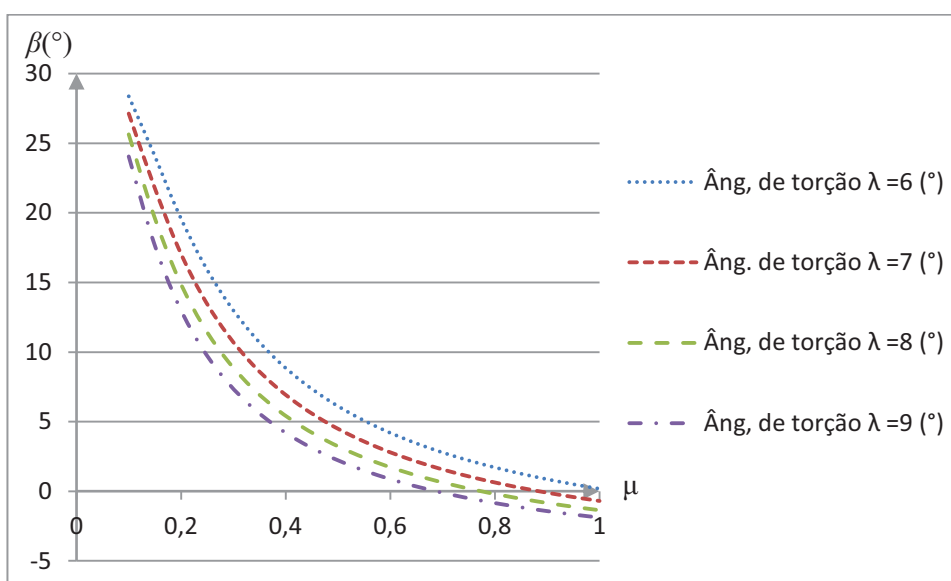


Fonte: Elaborado pelo Autor.

Gráfico 13 – Parâmetros de Projeto.



(a) – Afilamento das pás.



(b) – Torção das pás.

Fonte: Elaborado pelo Autor.

O Gráfico 13 torna mais perceptível o comportamento do ângulo de torção (β) e o afilamento (diminuição do comprimento da corda ao longo da pá) com o crescimento de λ_p . É evidente a diminuição tanto da corda com do ângulo de torção com o crescimento de λ_p . Isso se deve ao fato de buscar-se operar a rotações mais elevadas e, para tal feito ser alcançado com sucesso, tanto a corda (Equação 52) como o ângulo de escoamento não perturbado ϕ

(Equação 54) - [este implica em uma queda no valor do ângulo de torção β , vide Equação (29)] devem diminuir tendo em vista que estes variam com o inverso de λ .

7.2. Comportamento do escoamento livre no Túnel de Vento

Com o propósito de tornar os resultados o mais precisos possível, para cada valor de λ_p , foi conduzido um ensaio para estudar o comportamento do escoamento livre dentro do túnel de vento. Este teste forneceram os valores de velocidade do escoamento livre que foram utilizados nos cálculos dos valores dos fatores de bloqueio do túnel de vento. Durante 25 *min*, foram coletados dados de velocidade do vento e os resultados encontram-se presentes na Tabela 1. Nela, são mostrados os valores de λ_p , velocidade média do ar que escoou no túnel de vento (U_M), erro (%) associado ao instrumento de medida, desvio padrão e desvio padrão percentual (%) em relação aos valores médios.

Tabela 1 – Comportamento do Escoamento.

λ_p	U_M	Erro (%)	Desvio Padrão	Desvio Padrão (%)
6	4,94	2	0,04	0,81
7	5,12	2	0,03	0,59
8	-	2	-	-
9	5,04	2	0,05	0,99

Fonte: Elaborado pelo Autor.

Pode-se concluir que, nas diferentes situações, o comportamento do escoamento é bem estável. As oscilações na magnitude da velocidade do escoamento variaram pouco durante os ensaios. Um arranjo completo com os valores de velocidade de cada ensaio pode ser encontrado no Apêndice II.

7.3. Análise do Torque do Mancal

Considerando o sistema completo (pás girando com o túnel de vento ligado) é possível obter uma medida referente ao torque gerado pelas pás devido à presença do escoamento. Entretanto, a leitura direta não representa, por completo, o torque vivenciado pelo eixo do sistema gerado apenas pelo escoamento que atua sobre as pás. Deve-se ter em mente que o conjunto de mancais que compõem o sistema gera uma resistência ao movimento

e, assim, uma parte do torque do sistema em operação é devido à resistência do mancal. O torque gerado pelas pás tende a aliviar o sistema, fornecendo uma leitura de torque menor do que os observados apenas para o mancal. Para tanto, faz-se necessário conhecer o torque gerado pelo conjunto de mancais para cada rotação aqui estudada. As condições de lubrificação dos mancais podem variar ao longo dos dias, e é por isso que, para cada conjunto de pás, foi conduzido um ensaio para obter o comportamento do torque do conjunto de mancais. Em todos os testes, os mancais eram lubrificadas com óleo monoviscoso do tipo SEA 40 da DULUB. Tendo em mãos os valores dos torques dos mancais e do sistema como um todo bastou subtrair o primeiro do segundo e obter o torque gerado pelo escoamento em cada conjunto de pás.

Apresenta-se aqui uma análise descritiva dos dados do torque medido para o mancal em cada caso de λ_p distinto. Os dados completos encontrados nos ensaios, para cada conjunto de pá, estão no Apêndice III deste trabalho. São apresentadas as curvas de Torque x Rotação (*rpm*) para o conjunto bruto de dados e suas médias.

7.3.1. Primeiro Conjunto de Pás ($\lambda_p = 6$)

Como uma resistência natural do sistema, as curvas de torque provocadas pelos mancais presentes na bancada devem ser conhecidas. A Tabela 4 resume as principais características encontradas para o projeto de $\lambda_p = 6$. Nela, são apresentados os valores de rotação (*rpm*), velocidade específica de ponta (λ), Torque Médio (Q_{MED}), erro (%) associando a leitura do transdutor de torque, desvio padrão e desvio padrão percentual em relação ao respectivo valor de torque médio.

Tabela 2 – Principais Características do Torque do Mancal de $\lambda_p = 6$.

<i>rpm</i>	λ	$Q_{MED}(mN \cdot m)$	Erro (%)	DESVIO PADRÃO	DESVIO PADRÃO (%)
238	1,02206	79,74	0,2	2,78	3,49
358	1,53778	73,12	0,2	3,66	5,01
478	2,05509	68,67	0,2	2,93	4,27
598	2,56975	66,74	0,2	2,84	4,26
718	3,0971	66,12	0,2	1,59	2,41
838	3,61495	64,78	0,2	1,89	2,92
954	4,14168	64,45	0,2	3,29	5,10
1078	4,71007	63,29	0,2	2,59	4,10

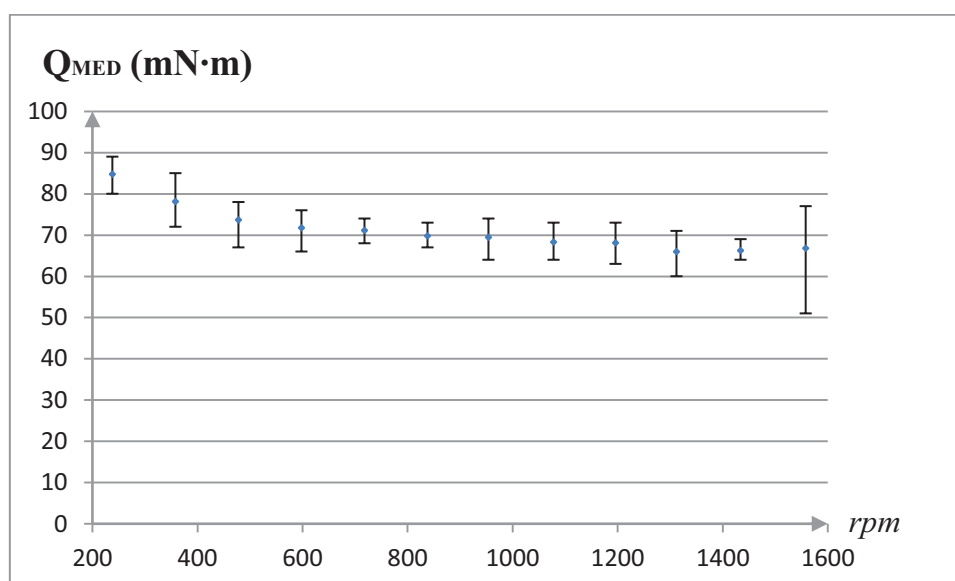
1196	5,23272	63,10	0,2	2,56	4,06
1312	5,70206	60,96	0,2	2,95	4,83
1434	6,22417	61,23	0,2	1,59	2,60
1558	6,79583	61,96	0,2	4,16	6,72

Fonte: Elaborada pelo Autor.

Optou-se por iniciar as medidas próximas a $\lambda = 1$ devido à alta resistência ao movimento gerado pelo conjunto de mancais quando estes experimentam baixas rotações. Em sequência, apresenta-se o Gráfico 14 que expõe o comportamento do Torque Médio, Q_{MED} , gerado pelos mancais em função da rotação (rpm). Além disto, são apresentados indicações dos valores máximos e mínimos encontrados nas medidas de cada rotação.

Observa-se, tanto na Tabela 2, como no Gráfico 14, que o torque gerado pelos mancais diminui à medida que a rotação cresce, mantendo-se praticamente constante em rotações mais elevadas.

Gráfico 14 – Torque Médio por Rotação para $\lambda_p = 6$.



Fonte: Elaborada pelo Autor.

As medidas oscilam em torno dos valores médios para cada rotação. Isso ocorre porque o controle não atua com 100% de precisão. Contudo, estas oscilações não são expressivas diante dos valores de torque médio.

Do Gráfico 14, pode-se dizer que o controle de rotação atua com boa precisão. Fato que pode ser confirmado através dos valores de desvio padrão, da amostra de dados,

dispostos na Tabela 2. Observa-se que a maioria dos desvios encontram-se entre 4% e 5% e que o maior observado é cerca de 6,71% do valor do torque médio.

7.3.2. Segundo Conjunto de Pás ($\lambda_p = 7$).

Neste ensaio, em particular, foi possível obter um valor de rotação ainda menor que nos demais, sendo capaz de experimentar rotações entre 114 *rpm* e 1718 *rpm*, o equivalente a λ variando entre 0,46 e 7,32. Os respectivos valores de rotação (*rpm*), velocidade específica de ponta (λ), Torque médio (Q_{MED}), erro (%) associando a leitura do transdutor de torque e desvio padrão percentual em relação ao respectivo valor de torque médio, são apresentados na Tabela 3.

Tabela 3 – Principais Características do Torque do Mancal de $\lambda_p = 7$.

<i>rpm</i>	λ	$Q_{MED}(mN \cdot m)$	Erro (%)	DESVIO PADRÃO	DESVIO PADRÃO (%)
114	0,469491	103,43	0,2	10,22	9,88
228	0,935403	72,78	0,2	3,72	5,11
344	1,412045	64,47	0,2	3,75	5,81
458	1,880147	64,22	0,2	4,16	6,48
572	2,350766	64,35	0,2	3,08	4,78
688	2,829023	64,53	0,2	3,71	5,75
802	3,306883	64,23	0,2	2,28	3,54
916	3,77515	64,16	0,2	3,62	5,65
1034	4,27767	67,12	0,2	2,96	4,42
1146	4,755119	70,00	0,2	2,75	3,93
1260	5,237555	74,23	0,2	2,86	3,853
1376	5,780955	74,18	0,2	2,18	2,94
1490	6,336094	76,04	0,2	1,40	1,84
1604	6,835217	76,14	0,2	2,99	3,93
1718	7,327266	74,20	0,2	1,95	2,63

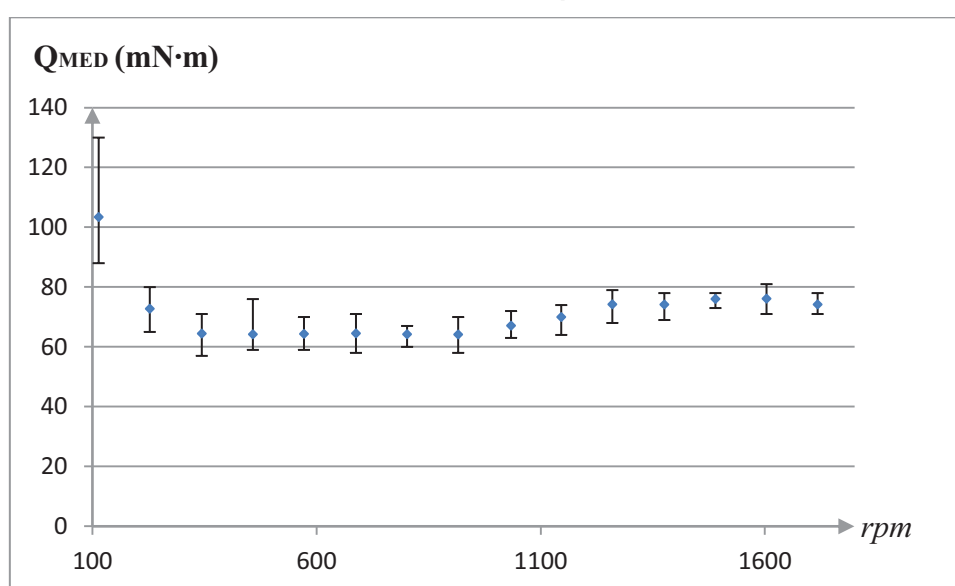
Fonte: Elaborada pelo Autor.

Os dados apresentados no Gráfico 15 correspondem aos valores médios do torque do mancal bem como a indicação dos valores máximos e mínimos obtidos para cada rotação. Diferentemente de $\lambda_p = 6$ observa-se o surgimento de uma curva suave sobre os valores médios que decresce no intervalo de [114 – 916]*rpm* e cresce no intervalo [916 –

1718]rpm, tal curva se assemelha com um polinômio de terceiro grau. Contudo, pode-se considerar que o torque obteve um comportamento constante ao longo destas rotações.

Apesar de conseguir atingir a rotação de 114 rpm, é possível observar, na Tabela 3 e no Gráfico 15, que o controle não atua com tamanha eficácia para a rotação de 114 rpm, diferentemente das demais situações, onde, neste caso em particular, a dispersão dos dados é de maior significância chegando a valores próximos de 10% do valor do torque experimentado pelo eixo enquanto que os demais não chegam a 6,5%.

Gráfico 15 – Torque Médio por Rotação para $\lambda_p = 7$.



Fonte: Elaborada pelo Autor.

Para rotação de 114 rpm, o controle não convergia para o valor desejado. Nesta rotação, os valores oscilavam em torno da rotação desejada com uma amplitude considerável. O fato de o sistema acelerar e desacelerar tentando, ineficazmente, manter a rotação desejada, faz com que os valores de torque sejam elevados. Isso pode ser confirmado observando o Gráfico 15 onde os valores de torque médio para a rotação de 114 rpm encontra-se demasiadamente fora do intervalo de 60 a 80 mN · m, o que não ocorre com o restante dos dados. Optou-se por não usar os resultados decorrentes desta rotação (114 rpm) no restante do trabalho para facilitar a comparação com os das demais pás estudadas.

7.3.3. Terceiro conjunto de pás ($\lambda_p = 8$).

Infelizmente, devido ao erro de impressão e não disponibilidade de material, não foi possível obter resultado algum sobre este conjunto de pás. Espera-se que seja possível obter um novo conjunto de pás em breve, contudo, não foi possível obtê-lo ao tempo desta dissertação. De qualquer forma, esta falta não foi preponderante para as conclusões obtidas no trabalho.

7.3.4. Quarto Conjunto de Pás ($\lambda_p = 9$).

Este ensaio foi marcado por um limitante de rotação. Não foi possível atingir rotações suficientemente grandes a fim de obter o λ de projeto ou valores maiores. O limite superior de rotação foi de 1910 *rpm*. A Tabela 4 apresenta com mais detalhes os valores encontrados para $\lambda_p = 9$. Nela, observam-se os valores de rotação (*rpm*), velocidade específica de ponta (λ), Torque médio (Q_{MED}), erro (%) associando a leitura do transdutor de torque e desvio padrão percentual em relação ao respectivo valor de torque médio.

Tabela 4 – Principais Características do Torque do Mancal de $\lambda_p = 9$.

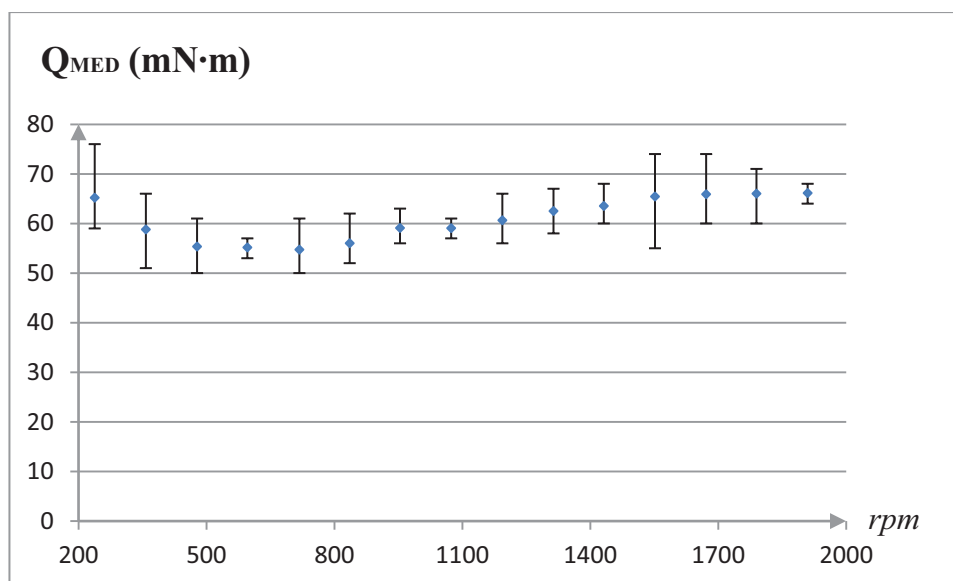
<i>rpm</i>	λ	$Q_{MED}(mN \cdot m)$	Erro (%)	DESVIO PADRÃO	DESVIO PADRÃO (%)
238	0,995318	65,20	0,2	4,41	6,77
358	1,505765	58,80	0,2	4,89	8,32
478	2,018409	55,35	0,2	3,39	6,12
596	2,546751	55,18	0,2	1,07	1,94
718	3,055211	54,72	0,2	3,09	5,64
836	3,535515	56,02	0,2	2,67	4,77
954	4,047067	59,10	0,2	1,84	3,11
1074	4,565578	59,06	0,2	1,26	2,13
1194	5,08889	60,65	0,2	2,75	4,54
1314	5,616304	62,51	0,2	2,63	4,20
1432	6,151972	63,53	0,2	2,23	3,51
1552	6,682784	65,43	0,2	3,93	6,01
1672	7,22155	65,90	0,2	3,20	4,86
1790	7,750153	66,02	0,2	2,89	4,37

1910	8,267829	66,14	0,2	1,22	1,84
------	----------	-------	-----	------	------

Fonte: Elaborada pelo Autor.

Novamente, as maiores dispersões estão relacionadas com baixas rotações, sendo a máxima observada de 8,32% a 358 *rpm*, mínima de 1,84% a 1910 *rpm* enquanto que as demais se encontram entre 2 e 6%. Isso pode ser observado tanto na Tabela 4 como no Gráfico 17 que expõem os dados de torque médio por rotação e seus valores limitantes encontrados. É observada a mesma tendência presente no caso de $\lambda_p = 7$. Mais uma vez, os dados médios seguem uma curva que se assemelha a um polinômio de grau três com ponto de inflexão próximo a 1074 *rpm*, mínimo próximo a 718 *rpm* e máximo em cerca de 1672 *rpm* que podem ser vistos no Gráfico 16. É observado que os valores de torque médio encontram-se limitados entre 50 e 70 $mN \cdot m$. Pode-se considerar que, dado o intervalo, que o torque assume um valor constante para todas as rotações.

Gráfico 16 – Torque Médio por Rotação para $\lambda_p = 9$.



Fonte: Elaborada pelo Autor.

Ao expor o Gráfico 16, observa-se que o comportamento anterior se faz presente e pode-se perceber que a média total dos torques é por volta de 60 $mN \cdot m$. Diferente do que ocorrem no caso de $\lambda_p = 7$, aqui os dados de baixa rotação não são diferentes o suficiente ao ponto de apontarem uma ineficiência expressiva do sistema de controle de rotação. Apesar da

variação dos dados no Gráfico 16 não ser muito agrupada, a sua dispersão não chega a 9% do torque médio, o que aponta que o controle comporta-se de maneira aceitável nestas condições.

Os resultados apresentados até aqui confirmam a confiabilidade do sistema de controle de rotação utilizado neste trabalho. Assim, considerou-se que este é eficaz nas demais situações e que as variáveis estudadas não são estocásticas. Por isto, não é feito um estudo levando em consideração as medidas de dispersão das amostras, e sim, os valores de erros experimentais indicados pelos aparelhos de medida utilizados. Para tanto, utilizam-se os valores médios das variáveis estudadas, e seus erros são tomados diretamente (indicado em cada aparelho utilizado) ou indiretamente (por meio de propagação de erro).

7.4. Análise do Torque das Pás

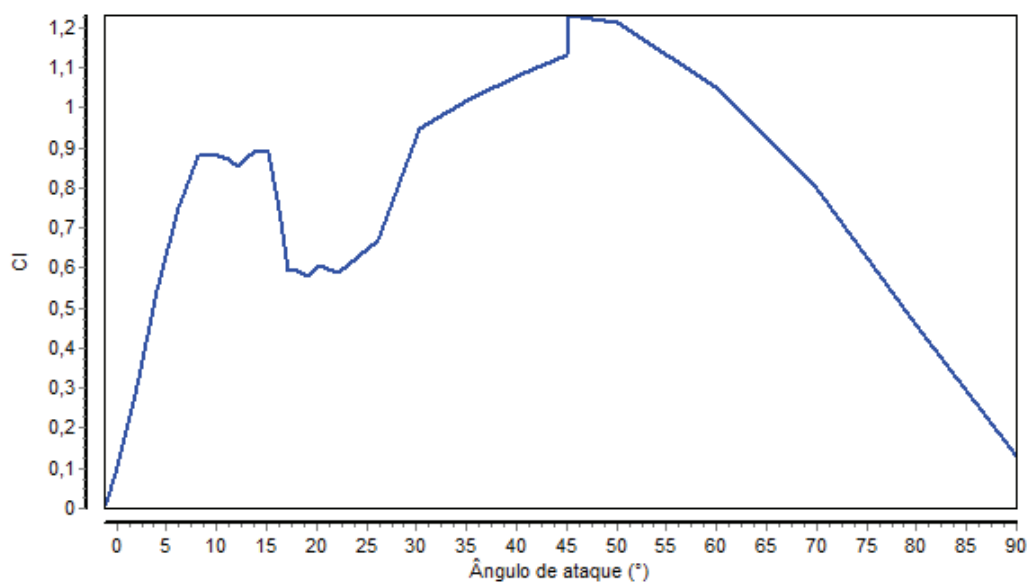
Apresentam-se aqui, os gráficos de Torque por Lambda ($Q \times \lambda$) para os conjuntos de pás estudados. O torque é função tanto do coeficiente de sustentação como do de arrasto, que por sua vez são funções do ângulo de ataque. Em condições de baixa rotação, o ângulo de ataque é alto, e à medida que a rotação cresce, este tende a diminuir. Em pequenos túneis de vento, os efeitos de bloqueio do túnel são evidentes para os cálculos do C_p . No estudo conduzido, o ângulo de ataque sofre maior influência com o crescimento da rotação do que com as mudanças de velocidade do vento decorrentes dos efeitos de bloqueio tanto do túnel. Ou seja, caso o túnel fosse grande o suficiente para não se observar efeitos de bloqueio devido o confinamento do escoamento limitado às paredes do túnel, as principais características, tanto do torque, como do C_p , seriam preservadas, sofrendo apenas uma diminuição dos valores encontrados.

É conveniente apresentar o comportamento dos coeficientes de sustentação e arrasto do perfil utilizado. Isto é apresentado através do Gráfico 17 (a) e (b) que, por meio deste, pode-se concluir que o coeficiente de sustentação cresce com uma dependência linear de zero (com ângulo de ataque ligeiramente negativo) até o ângulo de estol. Logo em seguida tende a manter-se praticamente constante e posteriormente decresce em um intervalo de α muito pequeno, voltando a crescer até algo em torno de 50° e decaindo para valores de α maiores do que isso. Já o coeficiente de arrasto cresce indefinidamente com a taxa de crescimento de α até valores próximos de 70° e tende a permanecer constante até 90° .

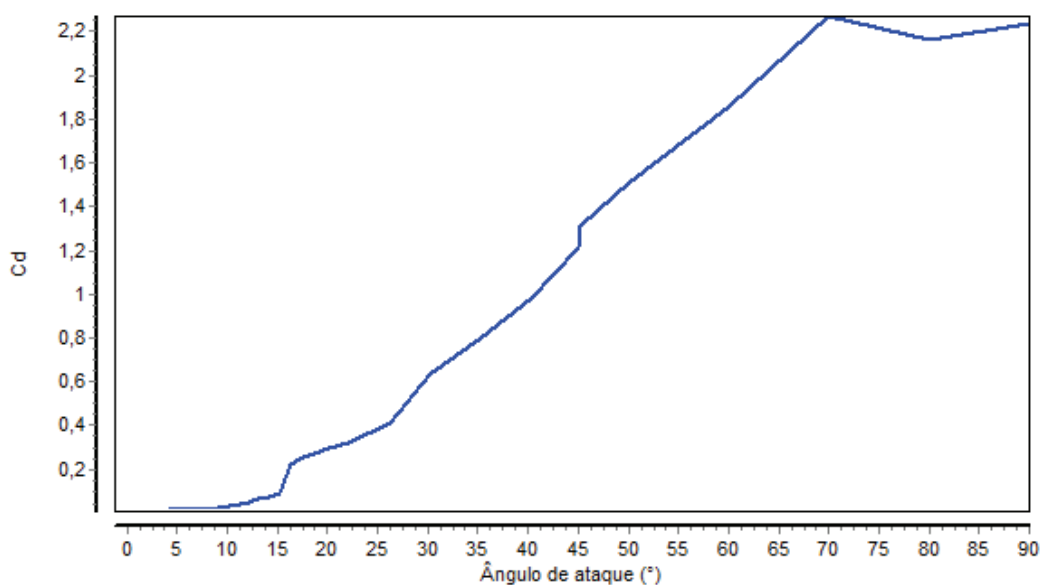
Em situações de baixa rotação, grande parte dos perfis está com elevados ângulos de ataque, o que faz com que o escoamento que atua sobre estes esteja descolado, diminuindo

o valor da sustentação e, conseqüentemente, o torque. À medida que a rotação aumenta, há uma diminuição no ângulo do ataque, o que leva a um crescimento dos valores de sustentação e, conseqüentemente, no valor do torque. Contudo, isso ocorre apenas até valores próximos ao λ_p e, ao ultrapassar este, o torque começa a decrescer devido à perda de sustentação e os efeitos de arrasto tornam-se predominantes.

Gráfico 17 – Características aerodinâmicas do Perfil NREL S809.



(a) Coeficiente de sustentação por ângulo de ataque.



(b) Coeficiente de Arrasto por ângulo de ataque.

Fonte: Extraído do Programa SDPA 3.0.

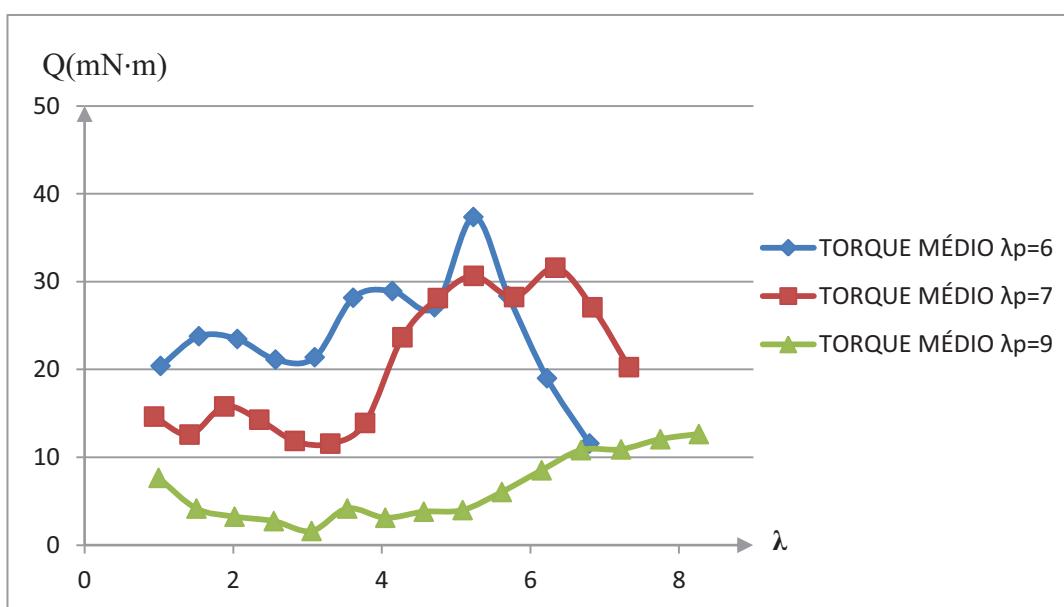
Em condições extremas (alta rotação), não alcançadas neste trabalho, o ângulo de ataque pode tornar-se negativo. Assim, espera-se que as pás apresentem menores valores de torque com baixa rotação que irão experimentar um leve crescimento até valores de λ próximos aos de projeto e voltem a diminuir para valores acima destes. Vale ressaltar que as variações do torque experimentado pelas pás, em diferentes situações de rotação, giram em torno do valor de torque médio de cada uma delas. Isso é uma característica deste tipo de projeto de pá.

O Gráfico 18 apresenta os valores de torque por λ encontrado para cada conjunto de pás. É possível constatar um fato que deriva da Equação (34)

$$dQ = \frac{1}{2} \rho W^2 B c (C_l \sin \phi - C_d \cos \phi) r dr$$

Dela, é possível afirmar que o torque é diretamente proporcional à corda. Ora, uma vez que é sabido que quanto maior λ_p menor será o valor das cordas c ao longo da pá, deve-se esperar que os maiores valores de torque apareçam para os menores valores de λ_p . Este fato e os demais citados são confirmados no Gráfico 18.

Gráfico 18 – Torque das pás de $\lambda_p = 6$ até 9.



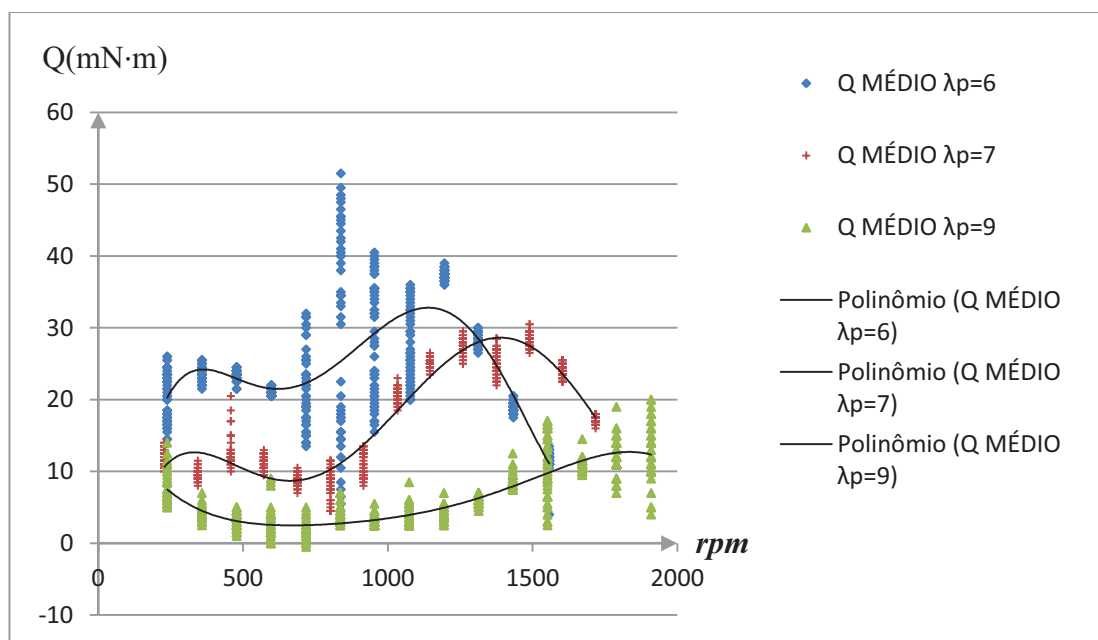
Fonte: Elaborado pelo Autor.

Para a pá de $\lambda_p = 9$ não foi possível atingir rotações altas o suficiente para observar a queda no valor do torque devido à perda de sustentação a altas rotações. Estas perdas estão relacionadas com dois efeitos. O primeiro efeito, o de bloqueio do rotor, surge

em rotações próximas a de projeto, onde o rotor gira tão rápido que este começa a comporta-se como uma parede em relação ao escoamento. Assim, menos fluido transpassa o rotor, o que diminui a sustentação e conseqüentemente o torque. O segundo é o surgimento de escoamento na direção radial da pá (*spanwise*). Ambos estes efeitos não são previstos pelo *BEM*.

Já para $\lambda_p = 6$ e $\lambda_p = 7$, isso pode ser observado com facilidade. No caso de $\lambda_p = 6$, os efeitos de perda de torque, citados, foram observados a partir de $\lambda = 5,23$ e para $\lambda_p = 7$ em $\lambda = 6,34$. Os valores de $\lambda_p = 8$ não são apresentados devido ao problema no processo de fabricação das pás. Contudo, espera-se que estes estejam limitados entre os dados obtidos para $\lambda_p = 7$ e $\lambda_p = 9$.

Gráfico 19 – Conjunto de Dados do Torque das Pás de $\lambda = 6$ até 9.



Fonte: Elaborado pelo Autor.

Quanto à confiabilidade do sistema de controle, pode-se apresentar o Gráfico 19 que contém o conjunto de pontos encontrados durante as medidas. Observa-se que, na maioria dos casos, o controle apresenta uma boa concordância com o que é desejado, salvo no caso de $\lambda_p = 6$ para o intervalo de 718 a 1078 rpm. Isto possivelmente ocorre devido à inércia ser bastante elevada, visto que este conjunto apresentou o maior peso dentre todas as fabricadas, além do pulso do controle não ser refinado o suficiente para casos de resistências ao movimento desta ordem, bem como do motor apresentar um atrito interno alto, o que pode dificultar um controle mais fino. Entretanto, a curva de tendência segue a mesma forma

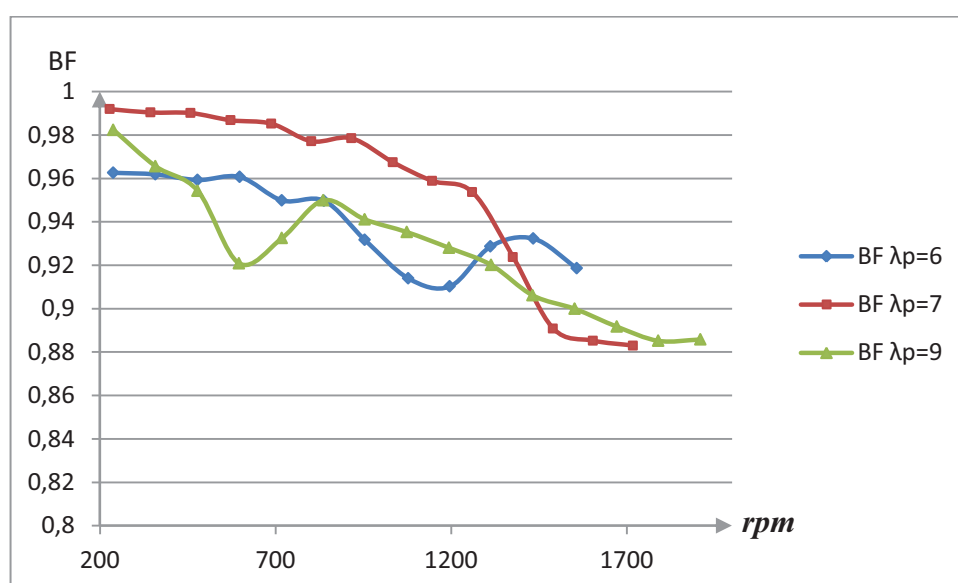
apresentado por $\lambda_p = 7$, o que mostra que, apesar da dispersão ser alta, os valores médios são confiáveis.

7.5. Efeito de Bloqueio do Túnel de Vento por *rpm*

O Gráfico 20 apresenta o comportamento do fator de bloqueio BF para os conjuntos de pás testados. É possível observar que o efeito de bloqueio aumenta à medida que *rpm* cresce. Os efeitos tornam-se mais acentuados até que o disco do rotor começa a comportar-se como uma parede sólida, e é neste momento que os valores do fator de bloqueio tendem a permanecer constantes.

A queda brusca apresentada no caso de $\lambda_p = 7$ é devido à sua solidez ser elevada e a rotação ser grande. É de se esperar que a curva de BF decresça, sem oscilar, com o aumento da rotação. Contudo, isso não foi observado no caso de $\lambda_p = 6$, que mantém a característica de decrescer, só que experimentando variações ao longo do caminho. Isso é fruto de oscilações na tensão que alimenta o exaustor do túnel de vento, fazendo com que este tenha um aumento de potência que faz com que a velocidade do escoamento seja maior do que devia aumentando a fator de bloqueio. O mesmo ocorre para $\lambda_p = 9$ com rotações de 596 e 718 *rpm*.

Gráfico 20 – Fator de Bloqueio dos diferentes conjuntos de Pás.



Fonte: Elaborado pelo Autor.

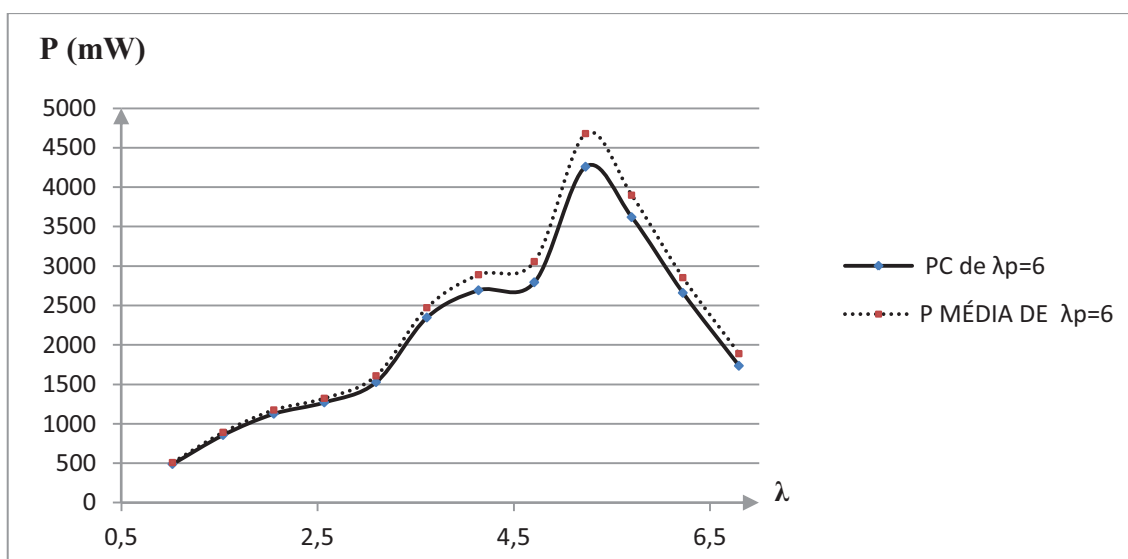
7.6. Potência Mecânica por λ

É importante conhecer a potência mecânica de um sistema a fim de ter um indicativo do quão próximo é a sua capacidade de produzir energia elétrica, visto que a sua potência elétrica é uma fração da potência mecânica, fração esta que depende da eficiência do sistema implantado na nacele.

Para tanto, apresentam-se gráficos de Potência por λ com suas respectivas correções devido ao fator de bloqueio. O Gráfico 21 apresenta ambas as curvas de Potência por λ ($P \times \lambda$) como a Potência Corrigida por λ ($PC \times \lambda$) para o caso de $\lambda_p = 6$. A Potência Corrigida é dada pelo produto da Potência pelo Fator de Bloqueio ($PC = BF \cdot P$). A incerteza associada a todas as medidas apresentadas nesta seção é de 0,28% e pode ser calculada usando propagação de erro a partir dos erros de cada instrumento de medida utilizado (FOX, 2008). Para mais detalhes do cálculo dos erros deste trabalho, consulte a Apêndice IV.

É possível observar o efeito do Fator de Bloqueio, que se torna mais intenso a medida que λ cresce, ou seja, com o aumento da rotação. A potência cresce até que atinja seu valor máximo em $\lambda = 4,71$ onde sofre uma queda brusca daí por diante. Em rotações muito elevadas, o disco do rotor começa a apresentar características de um corpo sólido maciço, o que diminui o escoamento sobre as pás além de induzir um escoamento radial não previsto pelo *BEM*, acarretando numa diminuição abrupta nos valores de sustentação e, conseqüentemente, perda de potência.

Gráfico 21 – Potência Média e Corrigida para $\lambda_p = 6$.

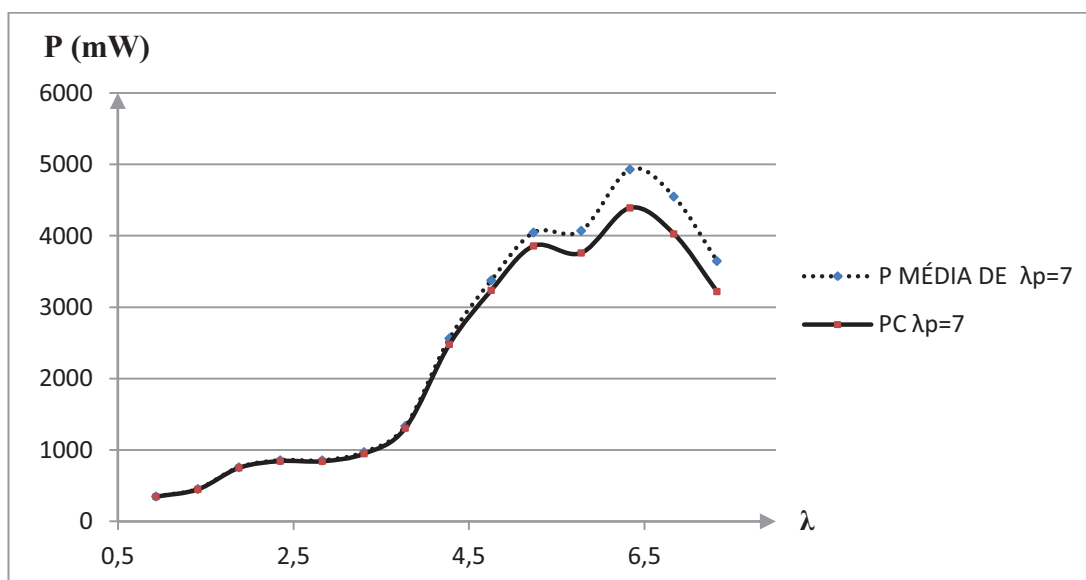


Fonte: Elaborado pelo Autor.

Já os Gráficos 22 e 23 contêm ambas as potências Média e Corrigida para $\lambda_p = 7$ e $\lambda_p = 9$. Novamente, pode-se constatar que os efeitos de bloqueio tornam-se mais evidentes em situações de altos valores de λ , ou seja, altas rotações.

Sabe-se que quanto maior for o λ_p menor será a sua solidez. Assim, pode-se dizer que existe um atraso na manifestação dos efeitos de bloqueio devido à diminuição da solidez de cada conjunto de pás. Isto é evidente nos Gráficos 21-23, onde as correções só são mais evidentes em $\lambda = 4,71$ para $\lambda_p = 6$, $\lambda = 5,78$ para $\lambda_p = 7$ e $\lambda = 6,68$ para $\lambda_p = 9$. Espera-se que o mesmo ocorra para $\lambda_p = 8$ e este se encontre entre os valores encontrados para λ_p igual a 7 e 9. Além disto, pode-se constatar que a maior potência encontrada foi para $\lambda_p = 7$ e este é de $4,39 W$ com $\lambda \approx 6,3$ enquanto que para $\lambda_p = 6$ foi de $4,26 W$. Contudo, a diferença entre eles é irrelevante para se afirmar alguma coisa entre os projetos. Uma análise mais detalhada entre os projetos será feita na próxima seção na qual serão apresentados os gráficos dos coeficientes de potência versus λ para todos os projetos e, estes, serão comparados com os resultados expressos pelo *BEM* e encontrados em campo por SILVA (2012).

Gráfico 22 – Potência Média e Corrigida para $\lambda_p = 7$.

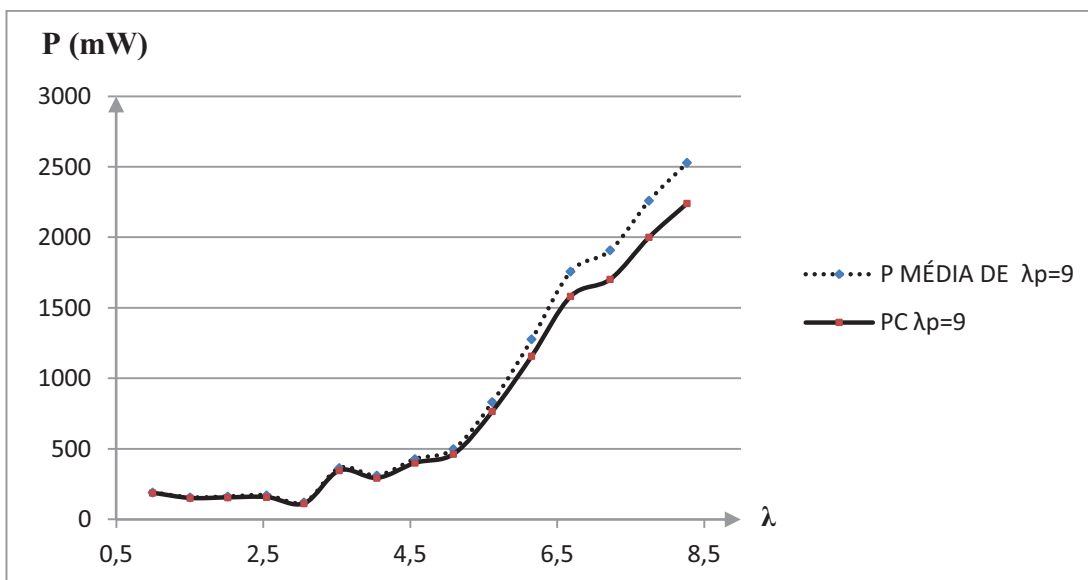


Fonte: Elaborado pelo Autor.

No caso de $\lambda_p = 9$, não foi possível atingir rotações elevadas o suficiente para perceber o pico e a queda da potência do sistema. Contudo, é possível perceber que este foi o

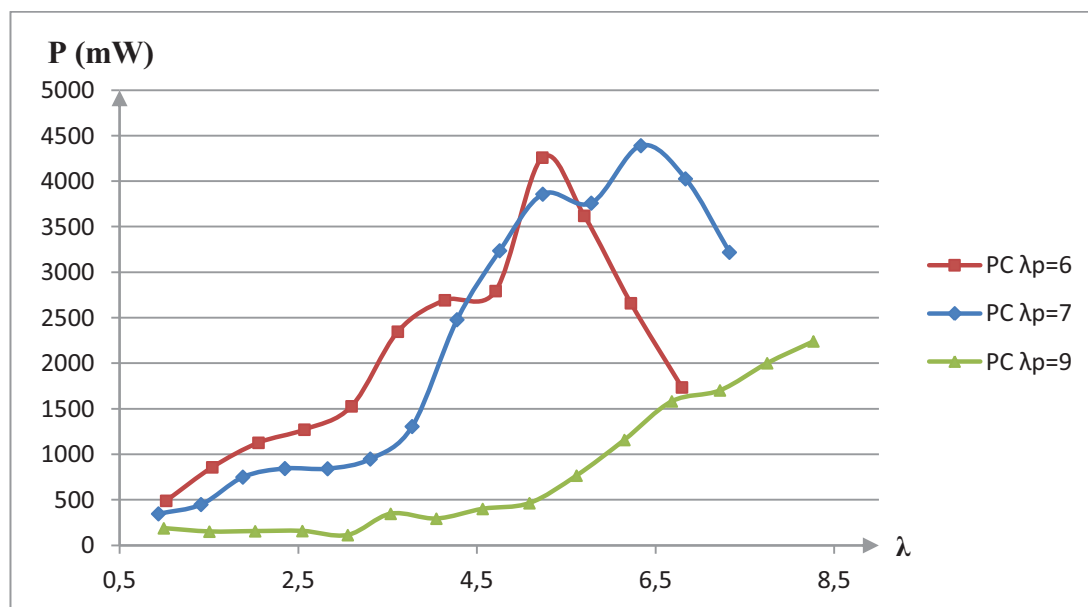
que apresentou a menor potência dos conjuntos testados, onde o máximo observado foi de 2,24 W para $\lambda \approx 8,27$.

Gráfico 23 – Potência Média e Corrigida para $\lambda_p = 9$.



Fonte: Elaborado pelo Autor.

Gráfico 24 – Potências das pás por λ .



Fonte: Elaborado pelo Autor.

O Gráfico 24 fornece uma melhor vista da influência do λ_p na potência dos tres projetos testados. É de se esperar que os resultados do caso de $\lambda_p = 8$ estejam entre os de

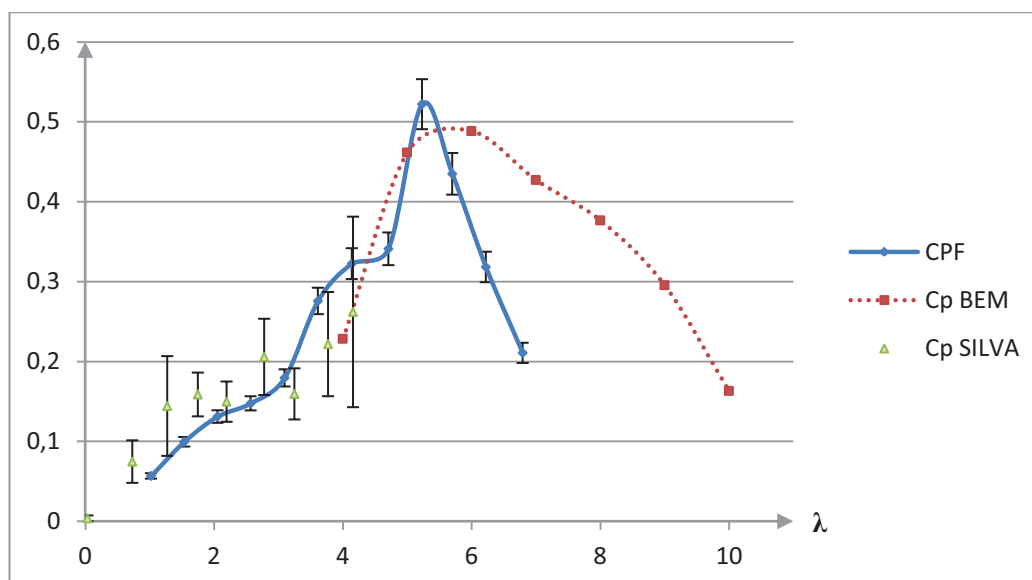
$\lambda_p = 7$ e $\lambda_p = 9$. Pode-se observar que o pico de potência desloca-se para a direita à medida que o λ_p é maior, fato já esperado do *BEM*.

7.7. Análise do Coeficiente de Potência

Esta seção é reservada à análise do Coeficiente de Potência dos três projetos de pás e, além de comparar os resultados obtidos neste trabalho com os do *BEM*, são apresentados os resultados encontrados por SILVA (2012). O Anexo V possui tabelas contendo os resultados dos três conjuntos de dados para cada projeto de pá.

A princípio, apresenta-se o Gráfico 25, que expõe os resultados encontrados neste trabalho para $\lambda_p = 6$, bem como os esperados pelo *BEM*, além dos observado por SILVA (2012). A linha contínua azul representa os valores do coeficiente de potência corrigido ($CPF = BF \times C_p$) devido aos fatores de bloqueio de cada rotação com seu respectivo erro. A linha tracejada vermelha corresponde aos valores obtidos das equações do *BEM* e os pontos verdes correspondem aos valores obtidos por SILVA (2012).

Gráfico 25 – Coeficientes de Potência para $\lambda_p = 6$.



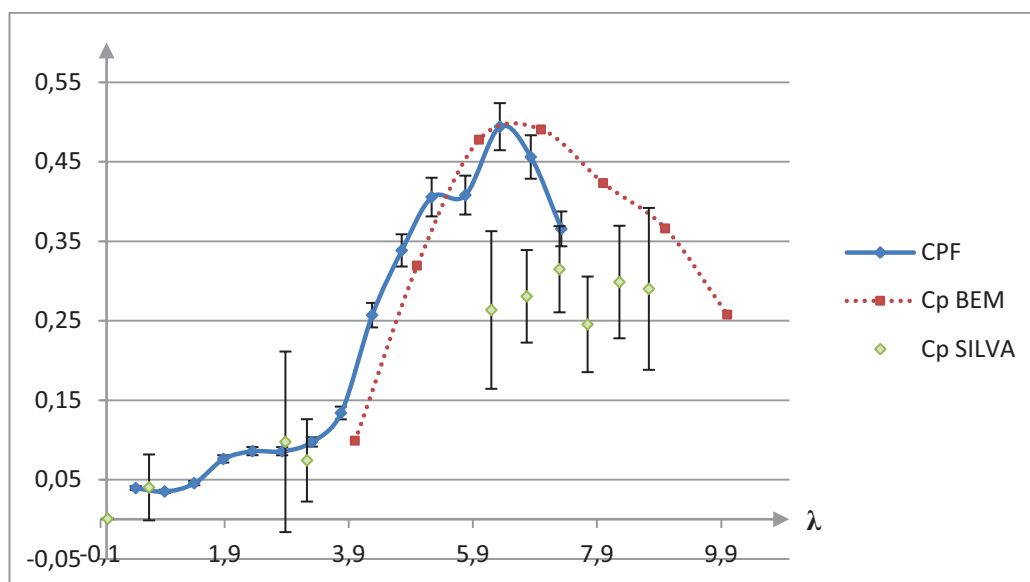
Fonte: Elaborado pelo Autor.

Ao comparar os valores, com seus respectivos erros, obtidos por SILVA (2012) com os encontrados neste trabalho, é possível afirmar que estes corroboram entre si e que o estudo em túnel de vento foi bastante satisfatório para este caso. Contudo, é observado para λ

maiores que 5 que os valores do *BEM* destoam, consideravelmente, dos encontrados neste trabalho. Isso ocorre na região de maior efeito de bloqueio. É importante mencionar que para elevados valores de rotação, surge um escoamento ao longo da direção radial da pá que diminui a sustentação ocasionando uma perda de torque e, conseqüentemente, de potência. Este fato não é considerado nas equações do *BEM* e por isso a curva do C_p *BEM* decai com maior suavidade.

As equações do *BEM* são utilizadas para projetar as pás e estas são tais que o maior coeficiente de potência, C_p , deve estar próximo do valor de λ de projeto, λ_p . Em oposição a isto, observa-se uma antecipação deste fato na curva *CPF*, que apresenta o máximo coeficiente de potência, $CPF_{max} = 0,52$, para $\lambda = 5,23$. Isso ocorre, também, devido a razão de bloqueio ser bastante elevada (cerca de 50,77%), fazendo com que as velocidades do vento experimentadas pelo rotor sejam maiores do que o que seria em ocasiões normais de operação. Vale lembrar que o fator de bloqueio do túnel corrige apenas os valores de C_p , não tendo influência nos valores de λ . Por esta razão, observa-se uma antecipação nos valores de C_p em relação aos valores de λ .

Gráfico 26 – Coeficientes de Potência para $\lambda_p = 7$.



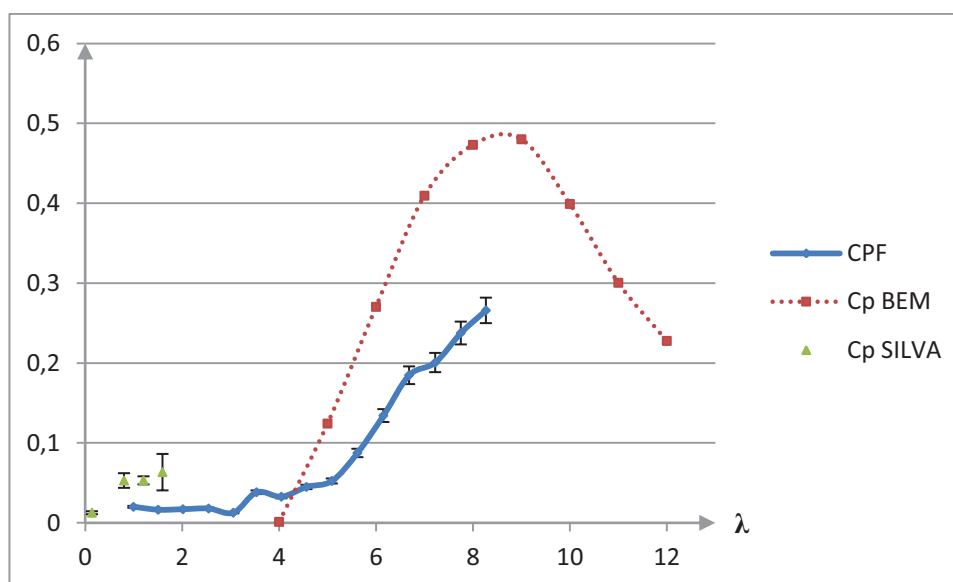
Fonte: Elaborado pelo Autor.

No Gráfico 26 são apresentados os resultados encontrados para $\lambda_p = 7$, bem como os valores obtidos pelo *BEM* e encontrados em SILVA (2012). Utiliza-se a mesma disposição de cores que as do Gráfico 26. Aqui, para valores de λ até cerca de 3 observa-se

que existe uma concordância entre os valores encontrados neste trabalho e os obtidos por SILVA (2012). A existência de uma lacuna entre $\lambda \approx 3,2$ e $\lambda \approx 6,2$ deixa a desejar em termos de comparação entre estes resultados. No entanto, é justamente nesta região que os valores aqui obtidos são de grande semelhança aos resultados do *BEM* podendo ser observada uma antecipação nos valores de C_p como já mencionado anteriormente.

Novamente, após o pico de potência, o *CPF* decai com maior intensidade do que C_p *BEM* devido ao surgimento de um escoamento nos sentido da envergadura das pás (*spanwise*). É observada a existência de dois pontos obtidos por SILVA (2012) para $\lambda \approx 6,2$ e $\lambda \approx 6,8$ que destoam consideravelmente com o esperado pelo *BEM* e os obtidos neste trabalho. Este fato pode se dever à maneira com a qual os dados foram coletados por Silva, tomando-se as médias no intervalo de um minuto sofrendo grande influência da aleatoriedade das correntes de ar que agiam na região. Além de tudo já mencionado, foi observado que o pico de potência é bastante coerente com o esperado pelo *BEM*, sendo encontrado $CPF_{max} \approx 0,49$ para $\lambda \approx 6,33$ enquanto que para o *BEM* foi de 0,49 para $\lambda = 7$.

Gráfico 27 – Coeficientes de Potência para $\lambda_p = 9$.



Fonte: Elaborado pelo Autor.

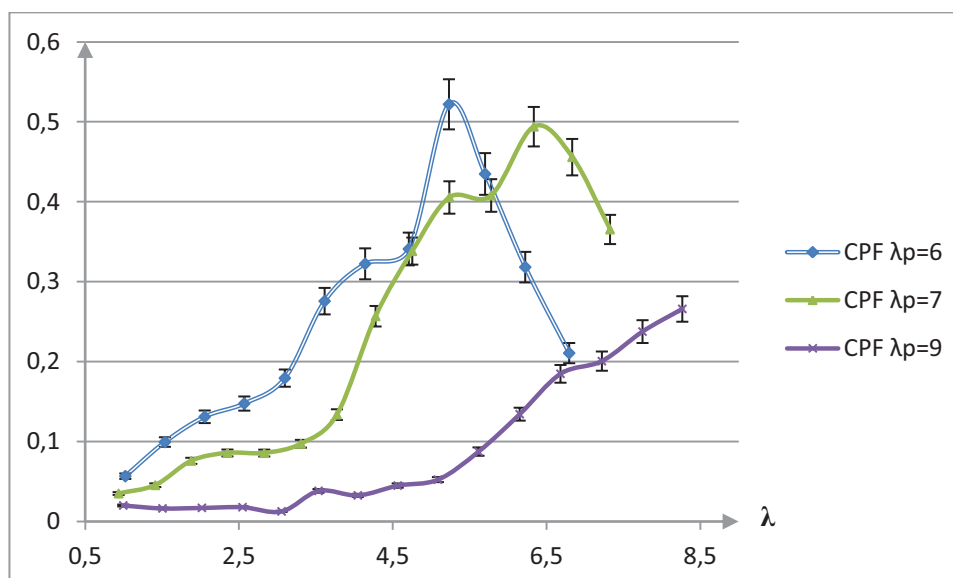
Finalmente, é apresentado o Gráfico 27 contendo os valores de C_p para $\lambda_p = 9$ dos três casos já mencionados. Os resultados obtidos por SILVA (2012) deixam a desejar em termos quantitativos, não alcançando um λ elevado o suficiente para obter-se alguma característica da curva do C_p . Seus resultados de C_p para $\lambda_p = 9$ experimentaram um ligeiro

acréscimo com o aumento de λ . Não foram observados altos valores de λ e este fato não pode ser atribuído a algum efeito de bloqueio do rotor ou arrasto, já que não foi possível atingir rotação elevadas o suficiente para este efeito tornar-se expressivo. Silva justifica estes acontecimentos dizendo que os ângulos e as cordas de $\lambda_p = 9$ serem menores que os demais projetos, e como o vento dos testes não foi alto, as pás tiveram dificuldades em partir e continuar rodando, caracterizando-se por um baixo desempenho.

Quanto ao fato dos valores encontrados neste trabalho e os previstos pelo *BEM* destoarem com tamanha significância, pode-se afirmar que isto ocorre devido à alta rotação experimentada pelo conjunto de pás deste projeto. Existem efeitos de perda de potência na raiz e na ponta da pá que não são previstas pelo BEM devido ao escoamento descolado e ao surgimento de escoamento na direção radial da pá (*spanwise*), respectivamente. Estas perdas fazem com que a curva do coeficiente de potência fique mais próxima de *CPF*.

Por fim, apresentam-se no Gráfico 28 as três curvas de *CPF* referentes aos três projetos de pás testadas. É de se esperar que a curva de C_p para $\lambda_p = 8$ esteja limitada pelos gráficos de $\lambda_p = 7$ e $\lambda_p = 9$. Outro fato a se observar é o deslocamento do pico de potência para a direita e o crescimento da faixa de operação da turbina em relação aos valores de λ .

Gráfico 28 – Coeficiente de Potências para os conjuntos de pás.



Fonte: Elaborado pelo Autor.

O Gráfico 28 torna-se importante na escolha de qual dos projetos adequa-se melhor a uma determinada situação. Vê-se que a escolha mais adequada em situação de baixa

rotação, equivalente a λ entre 3 e 5,6, é de $\lambda_p = 6$. Em casos de rotação intermediária, como λ entre 4,7 e 7,3, $\lambda_p = 7$ mostrou-se mais adequado a esta situação. Quanto a $\lambda_p = 8$, não se pode afirmar muito, espera-se apenas que este esteja limitando entre as curvas de $\lambda_p = 7$ e $\lambda_p = 9$ com seu pico de potência deslocado para a direita em relação a λ . Finalmente, o caso de $\lambda_p = 9$, mostrou-se não vantajoso em comparação aos demais projetos. Contudo, não foi possível atingir rotações elevadas o suficiente para observar o pico e o declínio da curva referente ao seu C_p , o que poderia mostrar que em aplicações em que a turbina experimente rotações bastante elevadas, equivalendo a λ entre 7 e 10, esta pode ser uma aplicação desejável. Um ponto importante a se comentar é que nenhum dos projetos apresenta C_p que exceda o limite de Betz. Seus valores apresentam boa concordância com os dados do *BEM* e SILVA (2012), o que os validam com uma precisão considerável.

8. CONCLUSÃO

O uso de modelos em escala para testes aerodinâmicos de diversos protótipos, em diversas áreas, tem se tornado uma alternativa viável de longa data. Isto se deve a sua boa representatividade mediante as condições impostas nos ensaios experimentais. Este trabalho confirma tais expectativas.

Os resultados obtidos apresentam uma precisão consideravelmente boa, além de uma concordância com o comportamento esperado. Foi mostrado o comportamento do Torque das pás e curvas de C_p em função de λ . Observou-se que os efeitos de bloqueio do túnel de vento tendem a antecipar e superestimar os valores tanto do Torque (Q) como do Coeficiente de Potência (C_p) e tais efeitos tornam-se mais expressivos à medida que a rotação cresce.

Quanto aos objetivos proposto nesta dissertação, foi possível obter o projeto de um rotor de três pás de perfil NREL S809 com 20 cm de comprimento. Já a prototipagem destas pás deixou a desejar quando se referem ao projeto de $\lambda_p = 8$. Este apresentou um defeito de impressão e não pode ser testado devido à falta de material para a fabricação de um novo conjunto. Já medição de potência e comparação com os resultados presentes na literatura, pode-se dizer que apresentam boa concordância com o esperado, excetuando o caso de $\lambda_p = 8$, e podem ser tomados como referência para trabalhos futuros.

Além de indicar as curvas de $C_p \times \lambda$, pode-se concluir que em situações de escoamento em que as rotações não sejam representativas o suficiente para atingir valores de λ entre 3 e 5,6, indica-se um projeto com $\lambda_p = 6$. Já em situações nas quais os valores de λ oscilam entre 4,7 e 7,3, $\lambda_p = 7$ mostrou-se mais eficiente. Infelizmente não foi possível afirmar algo a respeito de $\lambda_p = 8$. Já $\lambda_p = 9$ mostrou-se não vantajoso em comparação aos demais projetos, dentro do intervalo de λ encontrado. Contudo, não foi possível atingir rotações elevadas o suficiente para observar o pico e o declínio da curva referente ao seu C_p , o que poderia mostrar que em aplicações em que a turbina experimente rotações bastante elevadas, equivalendo a λ entre 7 e 10, esta pode ser uma aplicação desejável.

Pôde-se observar que os valores obtidos para o Coeficiente de Potência, C_p , apresentaram resultados satisfatórios, tanto em comparação com os dados obtidos da literatura (SILVA, 2012), como os previstos pelo *BEM*. É, portanto, assumido que estudos em túneis de

vento realizados em escala para turbinas eólicas de eixo horizontal considerando os efeitos de bloqueio do túnel de vento são uma alternativa eficaz e bastante viável.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

ABOHELA, I.; HAMZA, N.; DUDEK, S. *Effect of roof shape, wind direction, building height and urban configuration on the energy yield and positioning of roof mounted wind turbines*. Renewable Energy, Vol. 50, 2013.

ADARAMOLA, M. S.; KROGSTAD, P. Å. *Experimental investigation of wake effects on wind turbine performance*. Renewable Energy, Vol. 36, 2011.

ALBIERO, D.; DAHER, S.; MONTEIRO, S. A.; CANAFÍSTULA, F. J. F. *Turbina eólica para agricultura familiar do semiárido com inovações tecnológicas para baixas velocidades de vento*. Revista Ciência Agronômica, Vol 45, n.1, 2014.

ALMEIDA, M. S. **Implementação computacional para desenvolvimento de pás de turbinas eólicas de eixo horizontal**. 2013, 137f. Dissertação (Mestrado) – Dep. De Engenharia Mecânica e de Produção, Centro de Tecnologia, Universidade Federal do Ceará, Fortaleza, 2013.

ALMEIDA, T. M. J. **Projeto e Fabricação de uma Bancada de Testes para Protótipos de Pás e Rotores Eólicos**. 2013, 33f. Trabalho de Conclusão de Curso - Dep. De Engenharia Mecânica e de Produção, Centro de Tecnologia, Universidade Federal do Ceará, Fortaleza, 2013.

AMANO, R. S.; MALLOY, R. J. *CFD Analysis on Aerodynamic Design Optimization of Wind Turbine Rotor Blades*. World Academy of Science, Engineering and Technology, Vol. 36, 2009.

BALDUZZI, F.; BIANCHINI, A.; FERRARI, L. *Microeolic turbines in the built environment: Influence of the installation site on the potential energy yield*. Renewable Energy, Vol.45, 2012.

BENJANIRAT, S.; SANKAR, L. N. *EVALUATION OF TURBULENCE MODELS FOR THE PREDICTION OF WIND TURBINE AERODYNAMICS*. American Institute of Aeronautics and Astronautics, 2003-0517.

BURTON, T., SHAPE, D., JENKINS, N., BOSSANYI, E., *Wind energy handbook*, John Wiley & Sons Ltd., 2001.

CHEN, T.Y., LIOU, L.R. *Blockage corrections in wind tunnel tests of small horizontal-axis wind turbines*. Experimental Thermal and Fluid Science, Vol. 35, 2011.

DUTRA, R. M.. *Viabilidade Técnico-Econômica da Energia Eólica face ao Novo Marco Regulatório do Setor Elétrico Brasileiro*. Dissertação de M.Sc., Programa de Planejamento Energético, COPPE/UFRJ, Rio de Janeiro, Brazil, 300 pp, 2001.

DUTRA, R. M. **Energia eólica: Princípios e tecnologia**. Rio de Janeiro: Centro de Referência de Energia Solar e Eólica Sérgio de Salvo Britto, 2008.

FONSECA, M, R. **Influência do Ângulo de Pitch no Desempenho de um Aerogerador de Pequeno Porte Projetado com Perfil Aerodinâmico NREL S809**. 2013, 87f. Dissertação (Mestrado) – Dep. De Engenharia Mecânica e de Produção, Centro de Tecnologia, Universidade Federal do Ceará, Fortaleza, 2012.

FOX, R. W., MCDONALD, A. T. **INTRODUÇÃO À MECÂNICA DOS FLUIDOS**. John Wiley & Sons, Inc. Edição: 7ª, 2010.

GRASSMANN, H.; BET, F.; CESCHIA, M.; GANIS, M. L. *On the physics of partially static turbines*. Renewable Energy, Vol. 29, 2003.

HAU, E., *Wind Turbines – Fundamentals, Technologies, Application, Economics*, Springer, Second Edition, 2006.

HU, D.; HUA, O.; DU, Z. *A study on stall-delay for horizontal axis wind turbine*. Renewable Energy, Vol. 31, 2006.

KAMADA, Y.; MAEDA, T.; MURATA, J. *Effects of Turbulence Intensity on Dynamic Characteristics of Wind Turbine Airfoil*, Journal of Fluid Science and Technology, Japan, 2011.

KANG, T. J., PARK, W. G. *Numerical Investigation of Active Control for an S809 Wind Turbine Airfoil*. International Journal of Precision Engineering and Manufacturing, Vol. 14, 2013.

KISHORE, R. A.; COUDRON, T.; PRIYA, S. *Small-scale wind energy portable turbine (SWEPT)*. Journal of Wind Engineering and Industrial Aerodynamics, Vol. 116, 2013.

LANZAFAME, R., MESSINA, M., *BEM theory: How to take into account the radial flow inside of a 1-D numerical code*, Renewable Energy, Italy, 2011.

LI, Y.; PAIK, K.-J.; XING, T.; CARRICA, P. M. *Dynamic overset CFD simulations of wind turbine aerodynamics*. Renewable Energy, Vol. 37, 2012.

LOPES, A. S. **Projeto, desenvolvimento, montagem e teste de uma estrutura de medição de eficiência de pequenos geradores**. 2011. 118f. Dissertação (Mestrado) – Dep. De Engenharia Mecânica e de Produção, Centro de Tecnologia, Universidade Federal do Ceará, Fortaleza, 2011.

LUBITZ, W. D. *Impact of ambient turbulence on performance of a small wind turbine* Renewable Energy, 2012.

MANWELL, J F., MCGOWAN., J G., ROGERS, A L. *Wind Energy Explained - Theory, Design and Application*. s.l. : John Wiley & Sons Ltd, 2009.

MEHTA, R. D., BRADSHAW, P. *Design rules for a small low speed wind tunnels*. The Aeronautical Journal of the Royal Aeronautical Society, 1979.

RAJENDRAN, C.; MADHU, G.; TIDE, P. S.; KANTHAVEL, K. *Aerodynamic Performance Analysis of Horizontal Axis Wind Turbine Using CFD Technique*. European Journal of Scientific Research, Vol. 65, 2011.

ROCHA, P. A. C.; ROCHA, H. H. B.; CARNEIRO, F. O. M.; SILVA, M. E. V.; BUENO, A. V. *k – ω SST (shear stress transport) turbulence model calibration: A case study on a small scale horizontal axis wind turbine*. Energy, Vol. 65, 2014.

SCIENTIFIC AMERICAN, Dec. 20, 1890, “Mr. Brush’s Windmill Dynamo” Vol. LXIII, n. 25 cover and p. 389.

SILVA, D. P. **Testes de desempenho aerodinâmico das pás de um aerogerador de pequeno porte, perfil NREL S809, para velocidades específicas de projeto 6,7,8 e 9.** 2012. 71f. Dissertação (Mestrado) – Dep. De Engenharia Mecânica e de Produção, Centro de Tecnologia, Universidade Federal do Ceará, Fortaleza, 2012.

SIMAS, M. S. **Energia eólica e desenvolvimento sustentável no Brasil: estimativa de geração de empregos por meio de uma matriz insumo-produto ampliada.** 2012, 219f. Dissertação (Mestrado) – Programa de Pós-Graduação em Engenharia da Universidade de São Paulo, São Paulo, 2012.

THUMTHAE, C.; CHITSOMBOON, T. *Optimal angle of attack for untwisted blade wind turbine.* Renewable Energy, Vol. 34, 2009.

WILSON, R. E., LISSAMAN, P. B. S., WALKER, S. N. (1976) Aerodynamic Performance of Wind Turbines. Energy Research and Development Administration, ERDA/NSF/04014-76/1.

APÊNDICE I

São apresentados na Tabela AI 1-4, abaixo, os valores dos principais parâmetros de projeto de cada conjunto de pás. Estes são: Elemento da pá; Raio em metros; Corda em metros; posição relativa ao raio μ ; Ângulo de Torção β ($^\circ$); e solidez local σ_r .

Tabela AI 1 – Dados de projeto das Pás de $\lambda_p = 6$.

$\lambda_p = 6$					
Elemento da Pá	Raio (m)	c (m)	μ (r/R)	β ($^\circ$)	σ_r
1	0,02	0,07047	0,1	28,37996	1,6823
2	0,02947	0,063	0,147368	24,30701	1,02066
3	0,03895	0,05482	0,194737	20,02706	0,67205
4	0,04842	0,04772	0,242105	16,43875	0,47056
5	0,05789	0,04189	0,289474	13,5621	0,34549
6	0,06737	0,03716	0,336842	11,26184	0,26333
7	0,07684	0,03329	0,384211	9,40389	0,20682
8	0,08632	0,03009	0,431579	7,88277	0,16645
9	0,09579	0,02742	0,478947	6,62006	0,13669
10	0,10526	0,02517	0,526316	5,55809	0,11416
11	0,11474	0,02324	0,573684	4,65428	0,09672
12	0,12421	0,02158	0,621053	3,87681	0,08296
13	0,13368	0,02014	0,668421	3,20158	0,07192
14	0,14316	0,01887	0,715789	2,61012	0,06292
15	0,15263	0,01775	0,763158	2,08802	0,05551
16	0,16211	0,01675	0,810526	1,62397	0,04933
17	0,17158	0,01585	0,857895	1,20893	0,04412
18	0,18105	0,01505	0,905263	0,83563	0,03969
19	0,19053	0,01432	0,952632	0,49814	0,03589
20	0,2	0,01366	1	0,19161	0,03261

Fonte: Elaborado pelo Autor.

Tabela AI 2 – Dados de Projeto das Pás de $\lambda_p = 7$.

$\lambda_p = 7$					
Elemento da Pá	Raio (m)	c (m)	μ (r/R)	β ($^\circ$)	σ_r
1	0,02	0,05846	0,1	27,12387	1,39561
2	0,02947	0,05029	0,147368	22,01972	0,81468
3	0,03895	0,0427	0,194737	17,48672	0,52345
4	0,04842	0,03658	0,242105	13,94837	0,36074
5	0,05789	0,03178	0,289474	11,22378	0,26209
6	0,06737	0,02798	0,336842	9,09946	0,19833

7	0,07684	0,02494	0,384211	7,41236	0,15497
8	0,08632	0,02246	0,431579	6,04733	0,12426
9	0,09579	0,02041	0,478947	4,92386	0,10176
10	0,10526	0,0187	0,526316	3,98503	0,08481
11	0,11474	0,01724	0,573684	3,18992	0,07173
12	0,12421	0,01598	0,621053	2,50857	0,06144
13	0,13368	0,0149	0,668421	1,91863	0,05321
14	0,14316	0,01395	0,715789	1,40314	0,04652
15	0,15263	0,01311	0,763158	0,94903	0,04101
16	0,16211	0,01236	0,810526	0,54608	0,03642
17	0,17158	0,0117	0,857895	0,1862	0,03255
18	0,18105	0,0111	0,905263	-0,13711	0,02927
19	0,19053	0,01056	0,952632	-0,4291	0,02646
20	0,2	0,01007	1	-0,69408	0,02403

Fonte: Elaborado pelo Autor.

Tabela AI 3 – Dados de Projeto das Pás de $\lambda_p = 8$.

$\lambda_p = 8$					
Elemento da Pá	Raio (m)	c (m)	μ (r/R)	β (°)	σ_r
1	0,02	0,0491	0,1	25,62914	1,17213
2	0,02947	0,0409	0,147368	19,88059	0,66258
3	0,03895	0,03407	0,194737	15,29682	0,41762
4	0,04842	0,02884	0,242105	11,89175	0,28442
5	0,05789	0,02487	0,289474	9,34211	0,20508
6	0,06737	0,02179	0,336842	7,38843	0,1544
7	0,07684	0,01935	0,384211	5,85458	0,12022
8	0,08632	0,01738	0,431579	4,6234	0,09615
9	0,09579	0,01577	0,478947	3,61589	0,07859
10	0,10526	0,01442	0,526316	2,77755	0,06541
11	0,11474	0,01328	0,573684	2,06986	0,05526
12	0,12421	0,0123	0,621053	1,46496	0,04729
13	0,13368	0,01146	0,668421	0,94226	0,04093
14	0,14316	0,01072	0,715789	0,48627	0,03576
15	0,15263	0,01007	0,763158	0,0851	0,03151
16	0,16211	0,0095	0,810526	-0,27048	0,02797
17	0,17158	0,00898	0,857895	-0,58776	0,02499
18	0,18105	0,00852	0,905263	-0,87257	0,02247
19	0,19053	0,0081	0,952632	-1,12962	0,02031
20	0,2	0,00772	1	-1,36277	0,01844

Fonte: Elaborado pelo Autor.

Tabela AI 4– Dados de Projeto das Pás de $\lambda_p = 9$.

$\lambda_p = 9$					
Elemento da Pá	Raio (m)	c (m)	μ (r/R)	β (°)	σ_r
1	0,02	0,04169	0,1	24,05816	0,99532
2	0,02947	0,03381	0,14737	17,93977	0,54771
3	0,03895	0,02774	0,19474	13,42053	0,34001
4	0,04842	0,02327	0,24211	10,18248	0,2295
5	0,05789	0,01995	0,28947	7,80646	0,16456
6	0,06737	0,01742	0,33684	6,00831	0,12344
7	0,07684	0,01543	0,38421	4,60802	0,09587
8	0,08632	0,01384	0,43158	3,49035	0,07654
9	0,09579	0,01253	0,47895	2,57941	0,06248
10	0,10526	0,01145	0,52632	1,82367	0,05194
11	0,11474	0,01054	0,57368	1,18716	0,04385
12	0,12421	0,00976	0,62105	0,64405	0,03751
13	0,13368	0,00908	0,66842	0,1754	0,03244
14	0,14316	0,00849	0,71579	-0,23298	0,02833
15	0,15263	0,00798	0,76316	-0,59192	0,02496
16	0,16211	0,00752	0,81053	-0,90984	0,02215
17	0,17158	0,00711	0,8579	-1,19333	0,01979
18	0,18105	0,00674	0,90526	-1,44768	0,01778
19	0,19053	0,00641	0,95263	-1,67713	0,01607
20	0,2	0,00611	1	-1,88515	0,01459

Fonte: Elaborado pelo Autor.

APÊNDICE III

São apresentadas em sequência as Tabelas AIII 1-3 contendo os valores médios das medidas de Rotação (rpm), Lambda (λ), Torque do Mancal [$Q_{MANCAL}(mN \cdot m)$], velocidade média do vento para cada rotação (U_{MED}), Torque das Pás [$Q_{PÁ\ MÉDIO}(mN \cdot m)$], Coeficiente de Potência sem correção ($C_{p\ MÉDIO}$), Fator de Bloqueio (BF) e Coeficiente de potência corrigido (CPF).

Tabela AIII 1 – Dados obtidos para $\lambda_p = 6$.

rpm	λ	Q_{MANCAL}	U_{MED}	$Q_{PÁ\ MÉDIO}$	$C_{p\ MÉDIO}$	BF (UT/UF) ³	CPF
238	1,02206119	84,74	4,88	20,40	0,058921	0,962633	0,056719
358	1,537777308	78,12	4,88	23,78	0,103401	0,961899	0,099462
478	2,055084935	73,67	4,87	23,47	0,136609	0,959302	0,131049
598	2,569749753	71,74	4,87	21,13	0,153617	0,960709	0,147581
718	3,097094508	71,12	4,85	21,39	0,188882	0,949884	0,179416
838	3,61494706	69,78	4,85	28,17	0,290318	0,949701	0,275716
954	4,141680151	69,45	4,82	28,93	0,346037	0,9317	0,322403
1078	4,710071939	68,29	4,79	27,08	0,37307	0,913975	0,340976
1196	5,232721931	68,10	4,78	37,36	0,57343	0,910272	0,521978
1312	5,702058123	65,96	4,82	28,37255	0,468217	0,928683	0,434825
1434	6,224168231	66,23	4,82	19	0,341366	0,932318	0,318262
1558	6,795825012	66,78	4,80	11,58	0,229384	0,918621	0,210717
MÉDIA=		71,17	4,84	24,22			

Fonte: Elaborado pelo Autor

Tabela AIII 2 – Dados obtidos para $\lambda_p = 7$.

rpm	λ	Q_{MANCAL}	U_{MED}	$Q_{PÁ\ MÉDIO}$	$C_{p\ MÉDIO}$	BF (UT/UF) ³	CPF
114	0,469491	103,43	5,08	32,80	0,040024	0,980665	0,03925004
228	0,935403	72,76	5,10	14,64	0,035311	0,991966	0,035027083
344	1,412045	64,47	5,10	12,59	0,04589	0,990417	0,045449884
458	1,880147	64,22	5,10	15,79	0,076676	0,990168	0,075922471
572	2,350766	64,35	5,09	14,28	0,086899	0,986844	0,085756075
688	2,829023	64,53	5,09	11,86	0,086944	0,985245	0,085660997
802	3,306883	64,23	5,08	11,56	0,099573	0,977136	0,097296561
916	3,77515	64,17	5,08	13,91	0,136683	0,978526	0,133747966
1034	4,27767	67,12	5,06	23,67	0,265484	0,967449	0,256842637
1146	4,755119	70	5,05	28,13	0,352831	0,958866	0,338317514
1260	5,237555	74,23	5,04	30,66	0,425102	0,953705	0,405422402
1376	5,780955	74,18	4,98	28,24	0,441597	0,923729	0,407916251

1490	6,336094	76,04	4,92	31,59	0,554548	0,890804	0,49399337
1604	6,835217	76,14	4,91	27,08	0,514983	0,885206	0,455866159
1718	7,327266	74,20	4,91	20,26	0,413848	0,882942	0,365403709
MÉDIA=	71,60	5,04	21,14				

Fonte: Elaborado pelo Autor.

Tabela AIII 3 – Dados obtidos para $\lambda_p = 9$

<i>rpm</i>	λ	Q_{MANCAL}	U_{MED}	$Q_{PÁ}$ MÉDIO	C_p MÉDIO	$BF (UT/UF)^3$	CPF
238	0,995318	65,20	5,01	7,66	0,020422265	0,982358	0,020062
358	1,505765	58,80	4,98	4,17	0,017006525	0,965611	0,016422
478	2,018409	55,35	4,96	3,24	0,017894538	0,954292	0,017077
596	2,546751	55,18	4,90	2,73	0,019489122	0,920882	0,017947
718	3,055211	54,72	4,92	1,61	0,013628234	0,932555	0,012709
836	3,535515	56,02	4,95	4,17	0,04036969	0,949917	0,038348
954	4,047067	59,10	4,94	3,12	0,034791459	0,941128	0,032743
1074	4,565578	59,06	4,93	3,80	0,048087413	0,935299	0,044976
1194	5,08889	60,65	4,91	3,99	0,056516584	0,928044	0,05245
1314	5,616304	62,51	4,90	6,05	0,095097078	0,920151	0,087504
1432	6,151972	63,53	4,87	8,52	0,148216917	0,906173	0,13431
1552	6,682784	65,43	4,86	10,81	0,205298304	0,899969	0,184762
1672	7,22155	65,90	4,85	10,90	0,225032158	0,891748	0,200672
1790	7,750153	66,02	4,84	12,06	0,268442303	0,885224	0,237632
1910	8,267829	66,14	4,84	12,65	0,300205338	0,88583	0,265931
MÉDIA=	60,9072	4,911015132	6,36535948				

Fonte: Elaborado pelo Autor.

APÊNDICE IV

Propagação do Erro

Sabe-se que para uma medida indireta R que dependa das variáveis $x_1, x_2, x_3, \dots, x_n$ com as respectivas incertezas $u_1, u_2, u_3, \dots, u_n$, é possível determinar a incerteza de R em termos das incertezas das variáveis que a determina (FOX, 2008). Assim, a incerteza de R pode ser escrita como:

$$u_R = \left[\left(\frac{x_1}{R} \frac{\partial R}{\partial x_1} u_1 \right)^2 + \left(\frac{x_2}{R} \frac{\partial R}{\partial x_2} u_2 \right)^2 + \left(\frac{x_3}{R} \frac{\partial R}{\partial x_3} u_3 \right)^2 \dots + \left(\frac{x_n}{R} \frac{\partial R}{\partial x_n} u_n \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}}$$

No caso de C_p tem-se

$$C_p = \frac{Q\omega}{\frac{1}{2}\rho AU^3}$$

Calcula-se a incerteza em função de $x_1 = Q$, $x_2 = \omega$ e $x_3 = U$. Assim,

$$\frac{\partial C_p}{\partial x_1} = \frac{1}{Q} C_p$$

$$\frac{\partial C_p}{\partial x_2} = \frac{1}{\omega} C_p$$

$$\frac{\partial C_p}{\partial x_3} = -\frac{3}{U} C_p$$

O que finalmente leva a

$$u_{C_p} = \left[\left(\frac{Q}{C_p} \frac{1}{Q} C_p u_Q \right)^2 + \left(\frac{\omega}{C_p} \frac{1}{\omega} C_p u_\omega \right)^2 + \left(\frac{U}{C_p} \frac{-3}{U} C_p u_U \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}}$$

$$\boxed{u_{C_p} = \left[(u_Q)^2 + (u_\omega)^2 + (-3u_U)^2 \right]^{\frac{1}{2}}}$$

$$u_{C_p} = \left[\left(\frac{0,2}{100} \right)^2 + \left(\frac{0,2}{100} \right)^2 + \left(-3 \frac{2}{100} \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}}$$

$$\boxed{u_{C_p} \approx 6\%}$$

Para o caso do torque, tem-se:

$$P = Q\omega$$

$$\boxed{u_P \approx 0,28\%}$$