



UNIVERSIDADE FEDERAL DA PARAÍBA
CENTRO DE TECNOLOGIA
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA

LARISSA DA SILVA PONTES

ANÁLISE DA PERFORMANCE DE AEROGERADORES VERTICAIS H
UTILIZANDO O MODELO DE MÚLTIPLOS TUBOS DE CORRENTE E DINÂMICA
DOS FLUIDOS COMPUTACIONAL

JOÃO PESSOA – PB

2021



UNIVERSIDADE FEDERAL DA PARAÍBA
CENTRO DE TECNOLOGIA
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA

LARISSA DA SILVA PONTES

**ANÁLISE DA PERFORMANCE DE AEROGERADORES VERTICAIS H
UTILIZANDO O MODELO DE MÚLTIPLOS TUBOS DE CORRENTE E DINÂMICA
DOS FLUIDOS COMPUTACIONAL**

Dissertação apresentada à Universidade Federal da Paraíba, como parte das exigências do Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica do Centro de Tecnologia, área de concentração em Termofluidos, para a obtenção do grau de Mestre.

Orientador: João Alves de Lima

Área de concentração: Termofluidos

JOÃO PESSOA – PB

2021

Catálogo na publicação
Seção de Catalogação e Classificação

P813a Pontes, Larissa da Silva.

Análise da performance de aerogeradores verticais H utilizando o modelo de múltiplos tubos de corrente e dinâmica dos fluidos computacional / Larissa da Silva Pontes. - João Pessoa, 2021.
125 f. : il.

Orientação: João Alves de Lima.
Dissertação (Mestrado) - UFPB/CT.

1. Energia eólica. 2. Aerogeradores. 3. Turbinas eólicas - Eixo vertical. 4. Rotor H. 5. Múltiplos Tubos de Corrente. 6. Dinâmica dos Fluidos Computacional. I. Lima, João Alves de. II. Título.

UFPB/BC

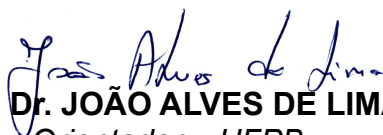
CDU 621.548(043)

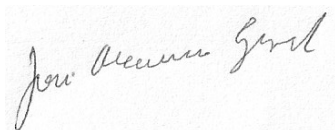
ANÁLISE DA PERFORMANCE DE AEROGERADORES VERTICAIS E UTILIZANDO O MODELO DE MÚLTIPLOS TUBOS DE CORRENTE E DINÂMICA DOS FLUIDOS COMPUTACIONAL

por

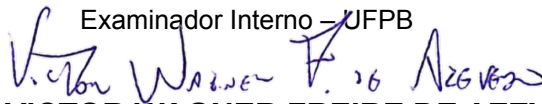
LARISSA DA SILVA PONTES

Dissertação aprovada em 16 de julho de 2021


Prof. Dr. JOÃO ALVES DE LIMA
Orientador – UFPB



Prof. Dr. JOSÉ MAURÍCIO ALVES DE MATOS GURGEL
Examinador Interno – UFPB


Prof. Dr. VICTOR WAGNER FREIRE DE AZEVEDO
Examinador Externo – UFRSA

AGRADECIMENTOS

Ao meu orientador professor João Alves de Lima, pela competência e dedicação ao ofício do ensino, pela amizade e pelo apoio. Aos demais professores do curso de pós-graduação. Aos professores Victor Wagner Freire de Azevedo e José Mauricio Alves de Matos Gurgel por terem aceitado o convite para participar da banca de avaliação. Ao CNPq, pelo apoio financeiro durante a vigência deste curso. A todos os demais que de algum modo contribuíram para este trabalho.

RESUMO

O presente trabalho analisa a performance de uma turbina Darrieus do tipo H através de um método baseado nos conceitos de elemento de pá e quantidade de movimento (BEM – Blade Element Momentum), conhecido como método de múltiplos tubos de corrente (implementado pelos laboratórios SANDIA/USA como código DART- **DAR**rieus Turbine) e por meio de análises através da Dinâmica dos Fluidos Computacional (CFD - Computational Fluid Dynamics) via *software* Fluent/ANSYS. O objetivo principal é comparar os resultados obtidos pelos dois métodos para um modelo bidimensional simplificado de um rotor H em escala reduzida, cujas dimensões foram obtidas através de um processo de otimização de rotores eólicos baseado no código DART para máxima extração de energia eólica com base nos dados de vento coletados na estação meteorológica OMM:08798 (Latitude: $-7,1^{\circ}$; Longitude: $-34,86^{\circ}$) situada no Laboratório de Energia Solar (LES/UFPB), João Pessoa, Brasil. Os dados de vento representam uma série histórica dos últimos 40 anos medidos a 7,43 metros de altura e que foram extrapolados para uma altura de 100 m. Embora ligeiramente diferentes, os resultados apontam que o código DART ($C_{pmax} = 0,29$, $\lambda_{max} = 3,4$) pode ser utilizado como uma boa aproximação inicial para projetos de rotores eólicos verticais do tipo H, que posteriormente foram analisados em maiores detalhes através de modelos mais sofisticados através da Dinâmica dos Fluidos Computacional ($C_{pmax} = 0,24$, $\lambda_{max} = 3,0$), uma vez que fenômenos importantes como efeitos da esteira nas pás na região posterior ao centro do rotor, estol dinâmico, efeitos da curvatura do escoamento e presença do eixo, não são capturados pelo modelo simplificado.

Palavras-chave: Aerogeradores, Turbinas eólicas de eixo vertical, Rotor-H, Múltiplos tubos de corrente, Dinâmica dos Fluidos Computacional.

ABSTRACT

The present work analyzes the performance of an H-type Darrieus wind turbine through a method based on the concepts of blade element and momentum (BEM – Blade Element Momentum), known as the multiple streamtube method (implemented by SANDIA/USA laboratories as code DART-DARrieus Turbine) and through Computational Fluid Dynamics (CFD - Computational Fluid Dynamics) via Fluent/ANSYS software. The main objective is to compare the results obtained by the two methods for a simplified two-dimensional geometry of a scaled H rotor, whose dimensions were obtained through a process of optimization of wind rotors on the DART code for maximum wind energy extraction based on the wind data collected at the meteorological station OMM:08798 (Latitude: -7.1° ; Longitude: -34.86°) located at the Solar Energy Laboratory (LES/UFPB), João Pessoa, Brazil. The wind data represent a historical series of the last 40 years measured at 7.43 meters high and which have been extrapolated to a height of 100 m. Although slightly different, the results show that the DART code ($C_{pmax} = 0.29$, $\lambda_{max} = 3.4$) can be used as a good initial approximation for H-type vertical wind rotor designs, which should be further analyzed in greater detail through more sophisticated methods as Computational Fluid Dynamics ($C_{pmax} = 0.24$, $\lambda_{max} = 3.0$), since important phenomena such as mat effects on the blades in the posterior region of the rotor center, dynamic stall, curvature effects of the flow and presence of the axis, are not captured by the simplified model.

Keywords: Wind generators, Vertical Axis Wind Turbine, H Rotor, Multiple Streamtube, Computational Fluid Dynamics.

SUMÁRIO

CAPÍTULO I.....	20
1 INTRODUÇÃO GERAL.....	20
1.1 INTRODUÇÃO	20
1.2 OBJETIVO GERAL	22
1.3 OBJETIVOS ESPECÍFICOS.....	23
1.4 JUSTIFICATIVA.....	23
CAPÍTULO II.....	25
2 REFERENCIAL TEÓRICO	25
2.1 POTENCIAL EÓLICO BRASILEIRO	25
2.2 AEROGERADORES.....	28
2.3 TURBINA EÓLICA DE EIXO HORIZONTAL (TEEH).....	31
2.3.1 Rotor Multipás	31
2.3.2 Rotor Tipo Hélice	32
2.4 TURBINA EÓLICA DE EIXO VERTICAL (TEEV).....	34
2.4.1 Rotor Darrieus	35
2.4.2 Musgrove	36
2.4.3 Giromill.....	37
2.4.4 Rotor H	38
2.4.5 Rotor Helicoidal.....	38
2.4.6 Rotor Savonius.....	39
2.5 ANÁLISE DO VENTO LOCAL	40
2.5.1 Vento Geostrófico.....	42
2.5.2 Vento Gradiente.....	43
2.5.3 Vento Ciclostrofico.....	44
2.5.4 Variação da Velocidade do Vento com a Altura	44
2.5.5 Lei Logarítmica	46
2.5.6 Potência Extraída do Vento	47

2.5.7	Rendimento de Betz.....	48
2.5.8	Curvas de Potência	53
2.6	DISTRIBUIÇÃO ESTATÍSTICA DE WEIBULL	54
2.6.1	Função Densidade de Probabilidade de Weibull	54
2.6.2	Função de Distribuição Cumulativa de Weibull.....	56
2.7	FATOR DE CAPACIDADE EÓLICA E PRODUÇÃO ANUAL DE ENERGIA (PAE).....	57
2.8	MODELAGEM COMPUTACIONAL	59
2.9	MODELO DE MOMENTUM	60
2.9.1	Modelo de Tubo Único de Corrente	61
2.9.2	Modelo de Múltiplos Tubos de Corrente.....	69
2.9.3	DART (DARrieus Turbine).....	75
2.9.4	Múltiplos Tubos de Corrente Duplo (<i>Double Multiple Streamtube</i>).....	77
2.10	MODELO DE VORTEX	79
2.11	MODELO EM CASCATA	80
2.12	MÉTODOS NUMÉRICOS.....	82
2.12.1	Método dos Volumes Finitos.....	83
CAPÍTULO III		85
3	METODOLOGIA.....	85
CAPÍTULO IV		96
4	RESULTADOS	96
4.1	ANÁLISE DE CONVERGÊNCIA NUMÉRICA	96
4.2	ANÁLISE FÍSICA DOS RESULTADOS	99
CAPÍTULO V		120
5	CONCLUSÃO	120
REFERÊNCIAS		122

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1 - Evolução da potência eólica instalada no mundo. (Fonte: Tolmasquim, 2016).	25
Figura 2 - Principais áreas promissoras para aproveitamento de energia eólica na Paraíba. (Fonte: Adaptado de Back <i>et al.</i> , 2014).....	27
Figura 3 - Maiores municípios da Paraíba, por população. (Fonte: Back <i>et al.</i> , 2014).....	27
Figura 4 - Conversão de energia cinética em energia elétrica. (Fonte: Adaptado de Pinto, 2014).....	29
Figura 5 - Componentes de uma turbina eólica: 1 – pás do rotor; 2 – cubo do rotor; 3 – nacelle; 4 – rolamento do rotor; 5 – eixo do rotor; 6 – caixa de velocidades; 7 – freio de disco; 8 – eixo do gerador; 9 – gerador; 10 – radiador de arrefecimento; 11 – anemômetro e sensor de direção; 12 – sistema de controle; 13 – sistema hidráulico; 14 – mecanismo de orientação direcional; 15 – rolamento do mecanismo de orientação direcional; 16 – cobertura da nacelle; 17 – torre. (Fonte: Castro, 2009)	29
Figura 6 - Tipos de torres: a) tubular; b) entrelaçada. (Fonte: Castro, 2009).....	30
Figura 7 - Cata-vento para bombeamento de água. (Fonte: Tibola, 2009).....	32
Figura 8 - Turbina eólica de eixo vertical de 3 pás. (Fonte: Khan, 2018).....	33
Figura 9 - a) Turbina eólica de eixo horizontal com uma pá. (Fonte: ADES, 2021); b) Turbina eólica de eixo horizontal com duas pás. (Fonte: Innoventum, 2021)	33
Figura 10 - Incidência do vento sobre a turbina. (Fonte: Pinto, 2014).....	34
Figura 11 - Configurações dos rotores Darrieus. (Fonte: Adaptado de Pinto, 2014).....	36
Figura 12 - Turbina Darrieus. (Fonte: Stroski, 2019).....	36
Figura 13 - Aerogerador Musgrove. (Fonte: Tjiu <i>et al.</i> , 2015)	37
Figura 14 – Aerogerador Giromill. (Fonte: Tjiu <i>et al.</i> , 2015)	37
Figura 15 – Aerogerador de rotor H. (Fonte: Google, 2021)	38
Figura 16 – Aerogerador de rotor helicoidal. (Fonte: Tjiu <i>et al.</i> , 2015).....	39
Figura 17 – Variação da componente transiente do coeficiente de potência ao longo de uma rotação de um rotor ϕ , rotor H e rotor helicoidal. (Fonte: Tjiu <i>et al.</i> , 2015)	39
Figura 18 - Diferentes geometrias do rotor Savonius. (Fonte: Días, Pajaro e Salas, 2015)	40
Figura 19 - Circulação dos gases na atmosfera. (Fonte: Amarante <i>et al.</i> , 2009).....	41

Figura 20 – Ventos e Contornos sobre a América do Sul e o Atlântico em uma altitude de 12 km. (Fonte: Vianello e Alves, 2000)	42
Figura 21 - Ventos e Contornos sobre a América do Sul em uma altura de 1.5 km. (Fonte: Vianello e Alves, 2000)	43
Figura 22 - Relação Vento x Altura, considerando os efeitos de rugosidade e estabilidade térmica vertical. (Fonte: Amarante <i>et al.</i> , 2009).....	45
Figura 23 - Perfil de velocidade experimental. (Fonte: Manwell <i>et al.</i> , 2009)	45
Figura 24 - Tubo de corrente. (Fonte: Dalmaz, 2007).....	48
Figura 25 - Curva do coeficiente de potência <i>versus</i> coeficiente de velocidade induzida. (Fonte: Dalmaz, 2007)	53
Figura 26 - Forma típica da curva de potência de um aerogerador. (Fonte: Vargas, 2015)	54
Figura 27 – Função de densidade de probabilidade de Weibull. (Fonte: Alencar, 2017) ...	55
Figura 28 - Função de densidade cumulativa de Weibull. (Fonte: Alencar, 2017).....	56
Figura 29 - Capacidade instalada e geração de energia eólica nas usinas do Norte e Nordeste. (Fonte: Ministério de Minas e Energia, 2020).....	58
Figura 30 - Gráfico do cálculo da Produção Anual de Energia. (Fonte: Back <i>et al.</i> , 2013)	59
Figura 31 - Esquema do modelo de tubo único de corrente. (Fonte: Islam et al., 2008)	61
Figura 32 - Representação das zonas para os diferentes tipos de velocidade. (Fonte: PATEL e KEVAT, 2013).....	62
Figura 33 – Diagrama de velocidades de uma turbina Darrieus. (Fonte: Patel e Kevat, 2013)	63
Figura 34 – Representação dos coeficientes normal e tangencial na pá. (Fonte: Patel e Kevat, 2013).....	66
Figura 35 - Esquema do modelo de múltiplos tubos de corrente. (Fonte: Islam et al., 2008)	69
Figura 36 - Representação do tubo de corrente. (Fonte: Strickland,1975).....	71
Figura 37 – Representação das forças que agem sobre o elemento de pá. (Fonte: Strickland,1975).....	72
Figura 38 – Representação do triângulo de velocidades. (Fonte: Strickland,1975).....	74
Figura 39 - Fluxograma sobre o funcionamento do DART. (Fonte: Autor)	76
Figura 40 – Representação esquemática do modelo múltiplos de tubos de corrente duplo. (Fonte: Islam <i>et al.</i> , 2008).....	77
Figura 41 – Representação esquemática do modelo de vórtex. (Fonte: Islam <i>et al.</i> , 2008)	79

Figura 42 - Representação do modelo em cascata. (Fonte: Adaptado de Islam <i>et al.</i> , 2008)	81
Figura 43 – Tipos de malhas no método de volumes finitos: (a) nós no centro do volume de controle; (b) face do volume de controle centralizada entre dois nós. (Fonte: FERZIGER <i>et al</i> , 2020)	83
Figura 44 - Dimensões do domínio	88
Figura 45 - Detalhes da malha empregada para discretizar o domínio fluido:	91
Figura 46 – Valor de y_1^+ ao longo das superfícies superior e inferior do perfil aerodinâmico.	92
Figura 47 – Ortogonalidade dos volumes de controle da malha empregada.	93
Figura 48 – Razão de aspecto dos volumes de controle da malha empregada.	93
Figura 49 – <i>Skewness</i> dos volumes de controle da malha empregada.	94
Figura 50 – Coeficiente de potência médio <i>versus</i> número de divisões do perfil.	97
Figura 51 – Coeficiente de potência médio (C_p) <i>versus</i> discretização angular ($\Delta\theta$)	98
Figura 52 – Evolução dos coeficientes de potência ao longo do tempo.	99
Figura 53 – Evolução do coeficiente médio de potência com o número de voltas.	101
Figura 54 – Coeficiente médio de potência com o número de voltas por período.	102
Figura 55 – Comparação para a curva de performance de uma turbina Darrieus entre os dados de Strickland (1975) e os obtidos com o código DART implementado no presente trabalho.	102
Figura 56 – Comparação da curva de eficiência (C_p <i>versus</i> λ) do rotor H em estudo para os dois métodos numéricos.	103
Figura 57 – Comparação do coeficiente de potência instantâneo em função da posição angular do rotor. $\lambda = 3,4$: Condição de máximo coeficiente de potência no DART.	104
Figura 58 – Comparação do coeficiente de potência instantâneo em função da posição angular do rotor. $\lambda = 3$: Condição de máximo coeficiente de potência no Fluent®.	105
Figura 59 – Ângulo de ataque teórico e obtido pelo DART para cada posição angular da pá	106
Figura 60 – Coeficiente de torque (C_t) <i>versus</i> posição angular (θ) para cada pá em $\lambda = 3$.	107

Figura 61 – Coeficiente de torque (C_t) <i>versus</i> posição angular (θ) para cada pá em $\lambda = 2$	107
Figura 62 – Coeficiente de potência (C_p) <i>versus</i> ângulo azimutal (θ) para a pá 1 e para o rotor inteiro. $\lambda = 3$: Condição de máximo coeficiente de potência médio.	108
Figura 63 – Coeficiente de potência (C_p) <i>versus</i> ângulo azimutal (θ) para a pá 1 e para o rotor inteiro. $\lambda = 2$: Condição de coeficiente de potência médio mínimo.	109
Figura 64 – Representação 3D do contorno de pressão quando a pá 1 se encontra na posição angular $\theta = 82,8^\circ$, para $\lambda = 3$	110
Figura 65 – Pressão ao longo de uma linha entre o intradorso e o extradorso do perfil das pás, quando a pá 1 se encontra na posição angular $\theta = 82,8^\circ$, para $\lambda = 3$	111
Figura 66 – Contornos de pressão ao redor de 1 pá: a) $\theta = 0^\circ$, b) $\theta = 120^\circ$ e c) $\theta = 240^\circ$	111
Figura 67 – Contornos de pressão ao redor de 1 pá nas posições angulares em que o coeficiente de potência local é máximo: a) $\theta = 82,8^\circ$, b) $\theta = 202,8^\circ$ e c) $\theta = 322,8^\circ$	112
Figura 68 – Contornos de pressão ao redor de 1 pá nas posições angulares em que o coeficiente de potência local é mínimo: a) $\theta = 27,0^\circ$, b) $\theta = 147,0^\circ$ e c) $\theta = 267,0^\circ$	113
Figura 69 – a) Contorno de velocidade e linhas de corrente ao redor do rotor, b) Campo de vorticidade associado.	114
Figura 70 – Detalhes do contorno de velocidade e linhas de corrente ao redor da pá para três diferentes posições angulares	114
Figura 71 – Contorno da componente longitudinal de velocidade. Destaque para a região da esteira atrás da turbina.	115
Figura 72 - Velocidade u em diferentes posições do domínio à montante e à jusante do rotor	116
Figura 73 - Comparação da curva de eficiência (C_p <i>versus</i> λ) do rotor H em estudo com e sem a presença do eixo.	117
Figura 74 – Comparação das curvas de coeficiente de potência instantâneo (C_p <i>versus</i> θ) do rotor, para as simulações com e sem eixo do rotor. $\lambda = 3$	117
Figura 75 - Comparação das curvas de coeficiente de potência instantâneo, (C_p <i>versus</i> θ) da pá 1 para a simulações com e sem eixo do rotor. $\lambda = 3$	118

Figura 76 – Contorno de energia cinética turbulenta sobreposto às isolinhas de velocidade ilustrando o efeito da presença do eixo do rotor sobre o escoamento nas pás. $\lambda = 3$	119
--	-----

ÍNDICE DE TABELAS

Tabela 1 – Valores do comprimento de rugosidade para vários tipos de terreno.....	46
Tabela 2 - Principais características do rotor (Fonte: Oliveira Junior, 2021).....	85
Tabela 3 - Caracterização do vento em João Pessoa, em função da altitude.....	86
Tabela 4 – Classificação do parâmetro <i>skewness</i> (Adaptado de ANSYS, 2013).....	94

LISTA DE SÍMBOLOS

ΔS : espessura da primeira camada da malha
 a : coeficiente de velocidade induzida ou fator de indução
 A : área
 a_d : fator de interferência da parte à jusante do rotor
 A_S : área da seção transversal do tubo de corrente
 A_T : área da turbina
 a_u : fator de interferência da parte à montante do rotor
 c : corda da pá
 C_d : coeficiente de arrasto
 C_{DD} : coeficiente de arrasto do disco
 C_l : coeficiente de sustentação
 C_n : coeficiente da força normal
 C_p : coeficiente de potência
 C_{pcom} : coeficiente de potência do rotor com o eixo
 $\bar{C}_{p_int}$: coeficiente de potência médio em cada intervalo
 c_{pl} : coeficiente de energia local
 C_{pmax} : coeficiente de potência máximo
 C_{psem} : coeficiente de potência do rotor sem o eixo
 C_t : coeficiente da força tangencial ou coeficiente de torque
 c_v : fator de escala
 d : menor distância do filamento de vórtice ao ponto P
 D : diâmetro
 d_p : distância entre as pás
 dT_s : torque em um elemento de pá
 E : energia produzida pela turbina
 E_V : energia cinética do vento

$f(V_{\infty})$: número de ocorrências de uma determinada velocidade contida no intervalo V_{∞} e $V_{\infty} + dV_{\infty}$

F : força do vento que incide sobre a turbina

FC : fator de capacidade

F_D : força de arrasto

F_n : força normal

F_t : a força tangencial

$\overline{F_x}$: força média que cada elemento de pá exerce dentro do tubo de corrente

F_x : força exercida por cada elemento de pá individualmente

h : altura da turbina

HR : relação de aspecto da turbina

k : fator de forma

l : comprimento

$\dot{m}$: vazão mássica

m : massa de ar

m : número de medições para 11 voltas do rotor

n : número de medições para uma volta completa do rotor

N : número de pás da turbina

N_d : número de divisões na superfície do aerofólio das pás

N_s : número de elementos de pá

P : potência de eixo

p_1 : pressão na entrada do tubo de corrente

p_2 : pressão na saída do tubo de corrente

PAE : Produção Anual de Energia

P_{EX} : potência extraída do vento

p_j : pressão do ar logo após passar pelas pás da turbina (à jusante)

p_M : pressão do ar antes de passar pelas pás da turbina (à montante)

P_{max} : potência máxima

P_n : potência nominal

P_V : potência instantânea ou a potência que está disponível no vento

q : pressão dinâmica relativa do vento local
 R : raio da turbina
 Re : número de Reynolds
 $R(V_{\infty})$: função da confiabilidade
 $\bar{T}$: torque médio do rotor
 T : intervalo de tempo analisado
 t : tempo
 T_B : torque total
 T_b : torque total de uma pá
 T_s : torque produzido por cada elemento de pá
 u^* : velocidade de atrito
 V : velocidade do vento
 V_a : velocidade induzida
 V_{ad} : velocidade induzida à jusante do rotor
 V_{au} : velocidade induzida à montante do rotor
 v_c : velocidade de corte
 V_n : componente normal da velocidade
 v_n : velocidade nominal
 v_p : velocidade de partida
 $\vec{V}_p$: velocidade induzida em um ponto p
 V_t : componente tangencial da velocidade
 V_T : velocidade do vento que incide sobre a turbina
 V_T : velocidade para o raio máximo da turbina
 V_w : velocidade de esteira
 V_{∞} : velocidade de escoamento livre
 W : velocidade relativa
 z : altura
 z_0 : rugosidade
 z_r : altura de referência

α : ângulo de ataque

α : expoente da lei de potência

β : ângulo de inclinação local do elemento de pá.

ΔS : espessura da primeira camada da malha

Δt : passo de tempo

$\Delta \theta$: variação angular do rotor

Γ : intensidade do vórtice

θ : posição azimutal da pá

λ : razão de velocidade de ponta de asa

λ_{max} : razão de velocidade de ponta de asa que corresponde ao C_{pmax}

μ : viscosidade dinâmica

σ : solidicidade

τ_w : tensão de cisalhamento na parede

ω : velocidade angular

ρ : massa específica do ar

CAPÍTULO I

1 INTRODUÇÃO GERAL

1.1 INTRODUÇÃO

A história aponta que a energia eólica, como forma de produzir trabalho, já era utilizada desde 200 A.C na Pérsia, tanto para bombear água, quanto para moer grãos por meio de cata-ventos. Ainda mais, antes disso, o homem já usava tecnologia parecida na agricultura para realizar tarefas que envolviam muito esforço braçal ou animal. Utilizavam equipamentos semelhantes ao moinho de vento, porém, muito mais simples. O equipamento consistia em uma gaiola cilíndrica (onde homens ou animais caminhavam dentro dela para fornecer força motriz) conectada a um eixo horizontal (DUTRA, 2008).

Ainda segundo o mesmo autor, com o passar dos anos, essa tecnologia foi melhorada e o homem passou a utilizar cursos d'água para fornecer força motriz, surgindo assim as chamadas rodas d'água. O fato de nem todos os lugares disporem de um rio em suas proximidades fez surgir a ideia de usar o vento para a realização das tarefas que a água vinha desempenhando. Foi nesse contexto que surgiu os moinhos de vento, que utilizam energia proveniente dos ventos para substituir a força que antes era obtida pelo trabalho braçal e animal.

Com o aumento dos preços dos combustíveis fósseis, o meio científico tem voltado sua atenção para formas de energias que possuíssem fontes limpas e renováveis, como a energia eólica. Esta se mostrou bem atraente por possuir fonte abundante e custo de manutenção relativamente baixo (ALAIMO *et al.*, 2015). Turbina eólica é o nome dado ao equipamento cuja finalidade é extrair a energia oriunda dos ventos e transformá-la em energia mecânica, e podem ser classificadas em turbinas de eixo horizontal (TEEH) e de eixo vertical (TEEV), levando em consideração as características de projeto do rotor (CASER E PAIVA, 2016).

Segundo Alaimo *et al.* (2015), em 1931, Darrieus propôs o conceito de turbinas eólicas de eixo vertical, que embora pareça defasado, ainda desperta interesse no meio científico,

devido ao fato deste tipo de turbina possuir algumas vantagens em relação às turbinas eólicas de eixo horizontal. Dentre elas, Sumantraa *et al.* (2014) citam que as turbinas eólicas de eixo vertical não necessitam de mecanismos de guinada para alinhá-la na direção do vento para que esta possa operar, fazendo com que este tipo de turbina seja apropriado para produção de energia em pequena escala e possa ser instalada em áreas urbanas, onde a direção do vento e sua magnitude variam bastante devido a presença de barreiras, como prédios e outras estruturas que dificultem a passagem do vento. Além do mais, as turbinas operam com velocidades relativamente baixas, o que faz com que estas produzam menos ruídos.

Em relação ao projeto de uma turbina, o primeiro passo é determinar em quais condições esta irá operar, portanto, se faz necessário avaliar as características do vento disponível no local em que a turbina será instalada. Sabe-se que o vento provém da interação entre a energia solar e a rotação planetária e que, por possuir uma natureza aleatória, é preciso que sua caracterização seja realizada utilizando ferramentas estatísticas. Uma forma de distribuição estatística bastante representativa de ventos é a distribuição de Weibull. A partir da determinação dos parâmetros que caracterizam a distribuição estatística de Weibull para uma determinada região, é possível determinar a velocidade, ou faixa de velocidades, que será aplicada para o projeto da turbina (AMARANTE *et al.*, 2001).

Em geral, o desempenho das turbinas eólicas pode ser estimado analiticamente, numericamente e experimentalmente. Como em qualquer análise, a forma analítica de análise limita-se a algumas situações simples, de forma que os métodos numéricos (simples ou avançados) e experimentais são os mais utilizados atualmente.

De acordo com Alaimo *et al.* (2015), os modelos numéricos mais usados, e mais simples, são os modelos baseados na teoria dos elementos de pá (como por exemplo, o modelo de múltiplos tubos de corrente), aqueles baseados na representação de vórtice das pás e seus modelos de esteira e cascata.

Os modelos de quantidade de movimento são baseados na relação entre a mudança na quantidade de movimento (*momentum*) do ar através do rotor e a força de arrasto. Esses modelos podem prever a curva de desempenho de um rotor com um nível aceitável de precisão (STRICKLAND, 1975).

De acordo com Islam *et al.* (2008) existem três modelos baseados em *momentum*: tubo único de corrente, múltiplos tubos de corrente e múltiplos tubos de corrente duplo. O primeiro assume um único tubo de corrente que envolve todo o rotor e tende a superestimar o coeficiente de potência do rotor. O modelo de múltiplos tubos de corrente é uma melhoria

para o modelo de tubo único. Aqui, o volume do rotor é dividido em uma série de tubos de corrente paralelos e, em seguida, a teoria do elemento de pá e as teorias de *momentum* são aplicadas a cada tubo de corrente. Este modelo mostra melhor precisão do que o tubo de corrente único, mas ainda tende a superestimar o coeficiente de potência (ISLAM *et al.*, 2008). De acordo com Islam *et al.* (2008), o modelo de múltiplos tubos de corrente duplo é baseado no modelo de múltiplos tubos, mas o cálculo é feito para a parte a montante e a jusante do rotor separadamente. Ele pode fornecer resultados melhores do que os outros dois, mas ainda assim pode superestimar o desempenho geral da turbina e pode apresentar problemas de convergência.

Dentre os modelos citados, o modelo de vórtice é considerado o mais preciso, mas possui o maior custo computacional e, em algumas situações, também apresenta problemas de convergência. Por outro lado, o modelo de múltiplos tubos de corrente requer menos capacidade computacional, porém o modelo não responde bem em altas taxas de velocidade de ponta de asa e alta solidez. O modelo em cascata suporta altas taxas de velocidade da ponta da asa e alta solidez (alguns autores também denominam solidicidade) (ALAIMO *et al.*, 2015).

Outro método numérico, mais geral, para a análise das propriedades aerodinâmicas das turbinas eólicas de eixo vertical é o método dos volumes finitos. As equações URANS (*Unsteady Reynolds-Averaged Navier-Stokes*) tridimensionais, discretizadas por esse método, permitem o estudo de fenômenos que os modelos anteriores não conseguem analisar, como, por exemplo, o estol aerodinâmico que ocorre em baixas taxas de velocidade de ponta de asa (ROGOWSKI, 2019).

1.2 OBJETIVO GERAL

O objetivo do presente trabalho é analisar, comparativamente, a performance de aerogeradores de eixo vertical H pela aplicação do modelo simplificado de múltiplos tubos de corrente e pelo método dos volumes finitos (através de análise fluidodinâmica computacional).

O modelo de múltiplos tubos de corrente, implementado no código DART (**DAR**rieus Turbine), é usado para extrair algumas configurações simplificadas otimizadas de turbinas eólicas de eixo vertical, que foram empregadas para guiar/direcionar as análises numéricas

utilizando Dinâmica dos Fluidos Computacional – CFD (*Computational Fluid Dynamics*). O *software* ANSYS/FLUENT foi empregado para se determinar as características locais e globais do escoamento bidimensional sobre o rotor, as quais foram em seguida comparadas com àquelas obtidos com o modelo simplificado (DART *versus* CFD).

1.3 OBJETIVOS ESPECÍFICOS

Para o alcance do objetivo geral, os seguintes objetivos específicos devem ser alcançados:

- Determinar os parâmetros da distribuição de Weibull que caracterizam a distribuição de vento local da cidade de João Pessoa, a partir dos dados disponíveis na plataforma do INMET, Estação meteorológica OMM:08798;
- Aplicar o código DART para avaliar o desempenho da turbina eólica de eixo vertical (TEEV) desenvolvida por Oliveira Junior (2021);
- Construir modelo sólido bidimensional em *software* CAD, a partir dos dados do rotor;
- Desenvolver análises de dinâmica dos fluidos computacional bidimensionais no ANSYS/FLUENT[®] para se obter resultados locais e globais e compará-los àqueles obtidos com o código DART, o qual é baseado no modelo simplificado de múltiplos tubos de corrente;
- Avaliar o impacto da presença do eixo no desempenho global e local do rotor.

1.4 JUSTIFICATIVA

O aumento desenfreado da população tem gerado vários problemas, dentre eles o aumento na demanda de energia elétrica. Diante disso, a comunidade científica se viu com o dever de buscar outras fontes para ajudar a suprir essa demanda. Há muito tempo, as hidrelétricas vinham suprimindo essa demanda, porém os recursos utilizados por esta para a geração de eletricidade são finitos e a construção de novas hidrelétricas trariam alguns problemas socioambientais no Brasil, visto que a maior parte do potencial hidrelétrico a ser

explorado encontra-se na Amazônia (impacto em áreas de proteção ambiental e terras indígenas e/ou quilombolas) (TOLMASQUIM, 2016).

Sendo assim, a tarefa de desenvolver estudos com o intuito de buscar outras formas de geração de energia se tornou de extrema importância, não só para atender a demanda que cresceu, mas também para tentar achar formas de geração de energia que minimizem os impactos ambientais. É nesse cenário que surgem outras formas alternativas de energia que, além de serem renováveis e limpas, sejam de fontes abundantes, que é o caso da energia proveniente dos ventos, mais comumente chamada de energia eólica.

Embora as TEEVs sejam menos utilizadas que as TEEHs, elas apresentam algumas vantagens que talvez possam caracterizar os principais motivos de sua utilização: as TEEVs apresentam uma melhor performance na presença de ventos turbulentos e os níveis de ruído são menores. Além disso, este tipo de turbina é a mais indicada para aplicações em áreas urbanas e semiurbanas (MÜLLER, 2015).

Uma alternativa viável para analisar e melhorar a eficiência dessas turbinas é utilizar modelos computacionais (neste trabalho o modelo de múltiplos tubos de corrente e a dinâmica dos fluidos computacional) para estudar o comportamento aerodinâmico dessas turbinas. Essas ferramentas não substituem completamente a análise experimental, entretanto, com elas, são obtidos resultados satisfatórios e, com o avanço tecnológico, vem sendo cada vez mais utilizada, já que com o passar dos anos a capacidade de processamento dos computadores vem aumentando consideravelmente e cada vez mais estes estão acessíveis.

O modelo de múltiplos tubos de corrente é um modelo computacional desenvolvido especificamente para analisar turbinas do tipo Darrieus. Por ser um modelo simples de ser aplicado, possuir rápida convergência e exigir baixo custo computacional, foi bastante utilizado para prever o desempenho desse tipo de turbinas.

A dinâmica dos fluidos computacional é capaz de descrever o comportamento de um fluido com uma grande quantidade de detalhes e boa precisão de resultados, quando modelada corretamente. O principal ponto que favorece o uso da fluidodinâmica computacional é o fato de que as simulações numéricas podem substituir testes de alto grau de periculosidade e podem, também, detectar problemas de segurança, e com isso prevenir acidentes. Alguns testes que seriam impossíveis de serem reproduzidos em laboratório podem ser analisados usando a dinâmica dos fluidos computacional (ANGELO E BARRIOS, 2006).

CAPÍTULO II

2 REFERENCIAL TEÓRICO

2.1 POTENCIAL EÓLICO BRASILEIRO

Mundialmente, a aplicação da energia eólica como forma de se obter energia elétrica tem tido um crescimento relevante nos últimos anos, como mostra a Figura 1. As plataformas *onshore* (parques eólicos instalados em terra firme) são as mais usadas quando se quer o aproveitamento da energia eólica, no entanto, com a diminuição dos locais propícios à instalação dessas plataformas (principalmente na Europa), buscou-se outra alternativa, que foi a instalação de parques eólicos no mar (*offshore*) que também possuem um bom potencial, porém um custo mais elevado (TOLMASQUIM, 2016).

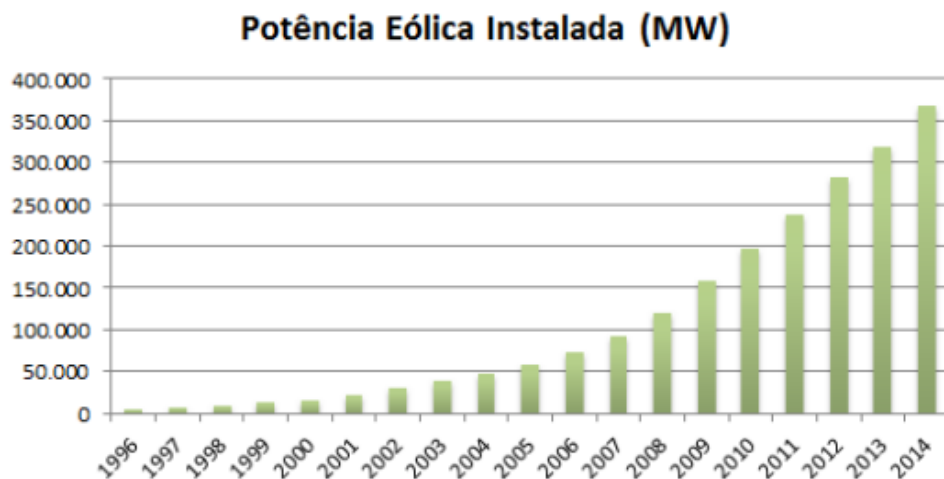


Figura 1 - Evolução da potência eólica instalada no mundo. (Fonte: Tolmasquim, 2016)

No Brasil, o potencial eólico só passou a ser estudado a partir de 1970 e os dados obtidos mostraram que este país possui uma relevante magnitude de potencial energético (AMARANTE *et al.*, 2001).

Segundo Amarante *et al.* (2001), entre os anos de 1976-1977, o Instituto de Atividades Espaciais (IAE) realizou uma série de medições em aeroportos brasileiros e encontrou

velocidades médias anuais de aproximadamente 4 m/s, medidas à 10 m de altura em relação ao solo. Os resultados mostraram que as áreas mais promissoras para a realização de projetos pilotos com o intuito de gerar energia eólico-elétrica são a região litorânea do Nordeste e o Arquipélago de Fernando de Noronha.

Ainda segundo os mesmos autores, até 1981, foram construídos diversos protótipos de pequeno porte de aerogeradores (que produziam entre 2 kW e 5 kW) e instalados e operados no Centro de Lançamentos de Foguetes da Barreira do Inferno, na costa do Rio Grande no Norte. Os protótipos foram desenvolvidos em conjunto com um órgão de pesquisa aeroespacial da Alemanha, denominado DFVLR-IBK.

Na Paraíba, em especial, um dos primeiros estudos sobre o seu potencial eólico foi realizado por Back *et al.* (2014). Para o cálculo deste potencial eólico, os autores utilizaram uma integração entre os mapas de velocidades médias anuais, utilizando técnicas como o geoprocessamento. O estado da Paraíba é composto principalmente por planícies, planaltos e depressões em formas tubulares e planas. Estima-se que 90% do território do estado se encontre abaixo de 600 m de altitude, sendo que o Planalto da Borborema (região central do Estado) é o local que apresenta as maiores altitudes. A partir do mapeamento, destacaram sete áreas com maior potencial eólico. Foi estimado que 89% do potencial do estado está localizado nas regiões de Serra e Planalto da Borborema.

Segundo aqueles autores, as sete áreas mais promissoras em termos de aproveitamento da energia proveniente dos ventos são: Mataraca, Curimataú, Serra da Borborema, Seridó Oriental, Seridó Ocidental, Serra do Teixeira; e São João do Tigre e Camalaú. A Figura 2 mostra onde está localizada cada uma dessas áreas.

Assim como a maioria dos estados brasileiros, a Paraíba também segue a tendência da população se concentrar principalmente nas áreas urbanas, onde os 10 municípios (que equivalem a 7,2% do território paraibano) com mais de 50.000 habitantes comportam 46,1% da população, representando uma densidade populacional de 444,2 hab/km², enquanto que os 213 municípios restantes abrangem 53,9% da população, representando uma densidade populacional de 40,3 hab/km² (BACK *et al.*, 2014).

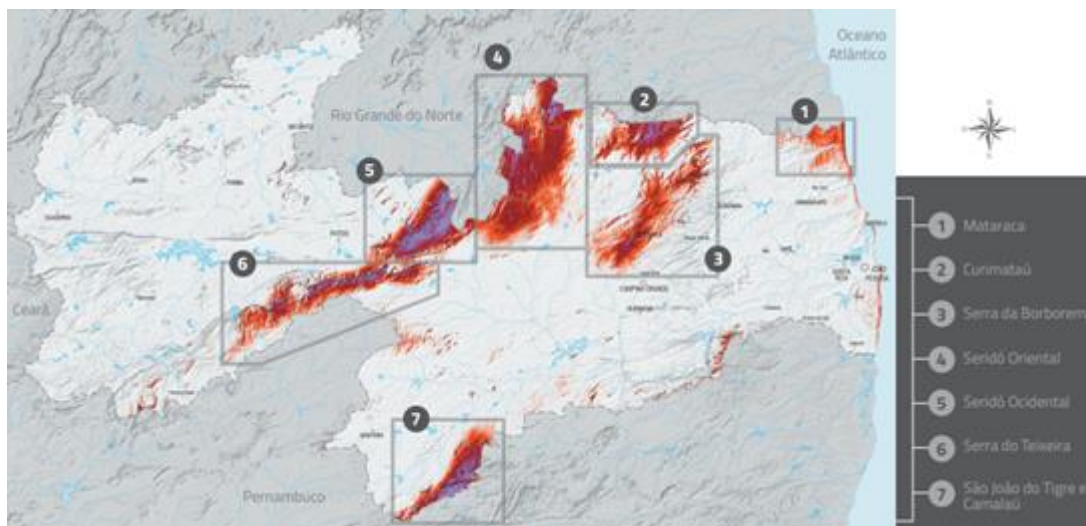


Figura 2 - Principais áreas promissoras para aproveitamento de energia eólica na Paraíba.

(Fonte: Adaptado de Back *et al.*, 2014)

Na Figura 3, Back *et al.* (2014) fizeram uma coleta de dados da Agência Executiva de Gestão das Águas (AESAs), Agência Nacional de Energia Elétrica (ANEEL), Empresa de Pesquisa Energética (EPE), Instituto Brasileiro de Geografia e Estatística (IBGE) e do Instituto de Desenvolvimento Municipal e Estadual (IDEME) e mostram, para os dez maiores municípios do estado da Paraíba (em termos de população), a população correspondente de cada cidade, junto com sua área em quilômetros quadrados (km²) e o consumo de energia elétrica de cada município para o ano de 2013.

MUNICÍPIOS	MESORREGIÃO	POPULAÇÃO 2013	ÁREA [km ²]	CONSUMO ENERGIA ELÉTRICA 2013 [GWh]
1 João Pessoa	Mata Paraibana	723 515	211	1 649
2 Campina Grande	Agrete Paraibano	385 213	594	399
3 Santa Rita	Mata Paraibana	120 310	727	196
4 Patos	Sertão Paraibano	100 674	473	120
5 Bayeux	Mata Paraibana	99 716	32	75
6 Sousa	Sertão Paraibano	65 803	739	91
7 Cajazeiras	Sertão Paraibano	58 446	566	77
8 Cabedelo	Mata Paraibana	57 944	32	129
9 Guarabira	Agrete Paraibano	55 326	166	86
10 Sapé	Mata Paraibana	50 143	316	38
TOTAL 10 MAIORES		1 717 090	3 855	2 861
PARAÍBA		3 914 421	56 470	4 605
BRASIL		201 032 714	8 515 767	516 418

Figura 3 - Maiores municípios da Paraíba, por população. (Fonte: Back *et al.*, 2014)

A parte inferior da Figura 3 ainda mostra um comparativo entre a população total das dez cidades com mais habitantes, a população do estado e do país. Pode-se observar, também, a área total dos dez municípios comparado com a área do estado da Paraíba e do Brasil. Por último tem-se um comparativo entre o consumo de energia elétrica das dez cidades somadas, do estado da Paraíba e o consumo total do país.

2.2 AEROGERADORES

Desde a captação da energia cinética até a conversão em energia elétrica, um longo caminho é percorrido, de maneira que, para que isto seja feito de maneira correta, o projetista de um aerogerador deve ter um conhecimento em diversas áreas, tais como aerodinâmica, meteorologia, dinâmica e controle, mecânica das estruturas, vibrações mecânicas, etc. (PONTE, 2017).

Segundo Pinto (2014), são denominados aerogeradores (ou turbinas eólicas) as máquinas responsáveis por captar uma porcentagem da energia cinética proveniente dos ventos, transformá-la em energia mecânica e posteriormente convertê-la em energia elétrica por meio de um gerador elétrico acoplado na turbina eólica. De forma resumida (ver Figura 4) a energia dos ventos captada pelo aerogerador faz com que as pás rotacionem, e este movimento é transformado em eletricidade (PONTE, 2017).

Castro (2009) divide o sistema de conversão de energia em três partes, sendo elas o rotor, a *nacelle* e a torre.

O rotor é a parte do aerogerador que contém as pás, ele pode ser posicionado à montante ou à jusante da torre, sua vida útil depende dos esforços a que está submetido bem como do ambiente em que opera. Os materiais mais utilizados para sua construção é a madeira, compostos sintéticos e metais, sendo que a madeira é utilizada em turbinas de pequenas dimensões. Dentre os compostos sintéticos o mais usado é o plástico reforçado com fibra de vidro. Esse processo torna o material mais robusto, resistente à fadiga, são viáveis financeiramente, além de serem fáceis de manusear. A fibra de carbono também é bem recomendada por possuir propriedades mecânicas melhores que a fibra de vidro, porém possui um custo mais elevado. Para turbinas de grandes dimensões, o material mais recomendado são os metais, sendo o aço o mais usado. Entretanto, o aço é bastante denso, portanto, a comunidade científica busca novos materiais compósitos híbridos que unam

apenas as vantagens necessárias de aguentar os esforços e ao mesmo tempo ser leve (CASTRO, 2009).

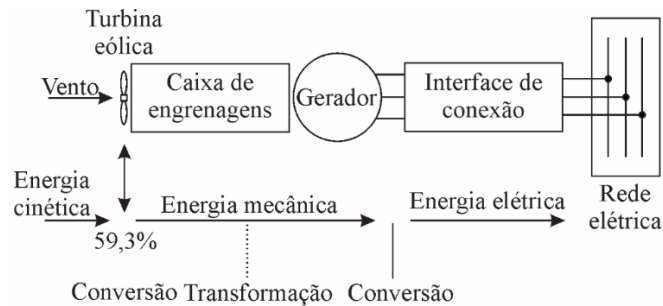


Figura 4 - Conversão de energia cinética em energia elétrica. (Fonte: Adaptado de Pinto, 2014)

A *nacelle* é a parte que abriga diversos equipamentos necessários para o funcionamento da turbina (CASTRO, 2009). Alguns componentes que costumam ficar alojados na *nacelle* podem ser vistos na Figura 5.

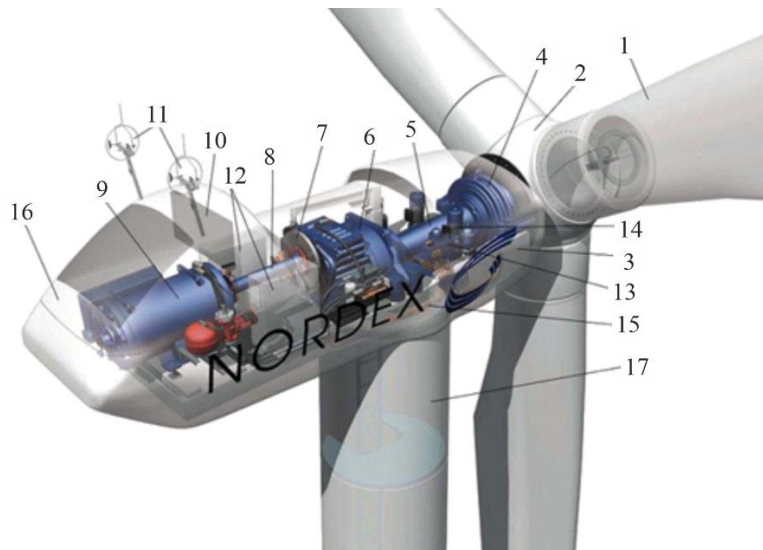


Figura 5 - Componentes de uma turbina eólica: 1 – pás do rotor; 2 – cubo do rotor; 3 – nacelle; 4 – rolamento do rotor; 5 – eixo do rotor; 6 – caixa de velocidades; 7 – freio de disco; 8 – eixo do gerador; 9 – gerador; 10 – radiador de arrefecimento; 11 – anemômetro e sensor de direção; 12 – sistema de controle; 13 – sistema hidráulico; 14 – mecanismo de orientação direcional; 15 – rolamento do mecanismo de orientação direcional; 16 – cobertura da nacelle; 17 – torre. (Fonte: Castro, 2009)

O último componente citado por Castro (2009) é a torre. Este elemento é o responsável por suportar o peso da *nacelle* (junto com todos os equipamentos que ela abriga) e o rotor. Ela é responsável também por manter o rotor em uma altura em que o vento não sofra tanta perturbação.

De acordo com Castro (2009), as torres são classificadas em dois tipos: tubulares e entrelaçadas, como podem ser vistas na Figura 6.

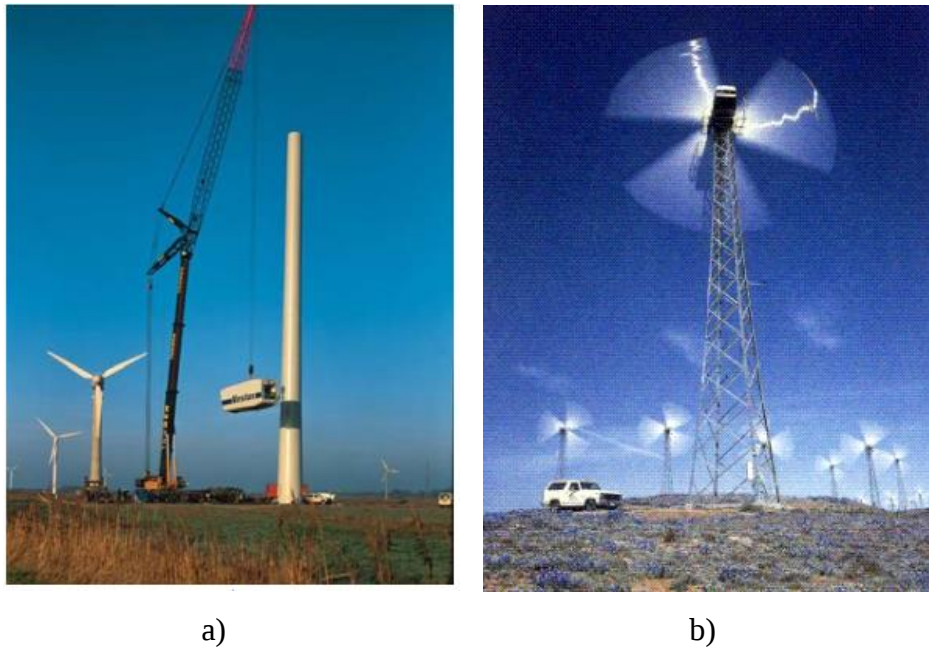


Figura 6 - Tipos de torres: a) tubular; b) entrelaçada. (Fonte: Castro, 2009)

O material usado nas torres tubulares geralmente é o aço ou o concreto. A vantagem da torre de concreto é a segurança que ela proporciona para as pessoas responsáveis pela manutenção do aerogerador, uma vez que podem instalar uma escada no interior do tubo para que possam subir até a *nacelle*. A torre entrelaçada tem a vantagem de não influenciar tanto no escoamento do vento quanto a tubular, além de ser mais viável economicamente (CASTRO, 2009).

Existem diferentes tipos e modelos de aerogeradores, os quais podem ser classificados como aerogeradores de baixa ou grande potência, como indica Tibola (2009), e também, como já mencionado, podem ser classificados de acordo com a configuração do eixo do rotor: turbina eólica de eixo vertical (TEEV) ou turbina eólica de eixo horizontal (TEEH) (DALMAZ, 2007; NUNES JUNIOR, 2008).

2.3 TURBINA EÓLICA DE EIXO HORIZONTAL (TEEH)

A maioria das turbinas utilizadas comercialmente para a geração de eletricidade são as turbinas eólicas de eixo horizontal. Nestas, o vento escoa paralelamente ao eixo do rotor (CASTRO, 2009). Segundo Ponte (2017), as TEEH's devem estar sempre com o disco varrido pelas pás perpendicular à incidência do vento, de maneira que são usados mecanismos capazes de controlar sua direção.

De acordo com Pinto (2014), o motivo desse tipo de turbina ser o mais utilizado é por ela apresentar diversas características positivas, como o fato de que se pode facilmente controlar tanto a velocidade do rotor quanto a saída de potência, apenas controlando os ângulos das pás, controle este que permite que a turbina seja protegida do excesso de velocidade, situação recorrente em grandes turbinas. Pinto (2014) informa ainda que os aerogeradores com rotor de eixo horizontal possuem a vantagem de estarem expostas a altas velocidades de vento por possuírem uma torre muito alta, são altamente eficientes pois o vento incide perpendicularmente nas pás.

No entanto, mesmo que apresentem tantas vantagens, elas apresentam também algumas desvantagens, dentre elas a dificuldade na instalação da torre, por ser muito alta, e também a complexidade de sua construção, pois esta é projetada para suportar grandes esforços. Por ser composta de componentes robustos e de grandes dimensões, o transporte desses componentes é mais complicado. Sabendo que o vento possui uma natureza aleatória e que esta turbina funciona enquanto seu eixo está paralelo ao vento, é imprescindível que este tipo de turbina possua em sua estrutura um sistema de controle que mantenha sempre as pás na direção do vento (PINTO, 2014).

Dalmaz (2007) classifica as turbinas eólicas de eixo horizontal em basicamente dois modelos: multipás e tipo hélice, que serão detalhados nos próximos parágrafos.

2.3.1 Rotor Multipás

Estes geralmente não são empregados para a geração de eletricidade, embora tenham sido inicialmente desenvolvidos para esta finalidade, mas no bombeamento de água pelo seu melhor desempenho nessa área. Uma das características principais desse rotor é que ele possui uma solidez elevada, por dispor de um elevado número de pás (entre 6 e 24), operam em velocidades baixas de rotação, em que a velocidade linear da ponta da pá apresenta

valores próximos da velocidade do vento que atua sobre o rotor (DALMAZ, 2007). A Figura 7 ilustra um exemplo de rotor multipás.



Figura 7 - Cata-vento para bombeamento de água. (Fonte: Tibola, 2009)

2.3.2 Rotor Tipo Hélice

Em seu trabalho, Dalmaz (2007) explica que, dentre os aerogeradores de eixo horizontal, o rotor tipo hélice é atualmente o mais usado comercialmente para a geração de eletricidade. Possuem alta velocidade de rotação, onde a velocidade linear de ponta de pá chega a ser até 14 vezes maior que a velocidade do vento que age sobre o rotor. Este tipo de rotor pode possuir diversos números de pás, porém a maior parte dessas turbinas é fabricada com 3 pás, pois quando comparada com turbinas de 1 ou 2 pás, exibem maior rendimento, possuem maior estabilidade estrutural e produzem menos ruído.

A Figura 8 ilustra um conjunto de turbinas eólicas com rotor tipo hélice com 3 pás, enquanto na Figura 9 estão ilustrados dois rotores tipo hélice com 1 e 2 pás (DALMAZ, 2007).

As turbinas eólicas com rotor tipo hélice de uma ou duas pás operam com velocidades de rotação maiores que a velocidade de rotação de uma turbina com três pás, isso faz com que turbinas com uma ou duas pás precisem de uma caixa multiplicadora menor, consequentemente isto a torna mais leve e mais fácil de ser instalada. Além disso, um menor número de pás implica em um menor custo de produção e instalação (por utilizar menos pás e, portanto, menos material e mão de obra), e também em uma redução no peso do rotor. Ao se comparar o rotor de uma pá com o de duas pás, não se nota uma redução significativa no

peso, uma vez que, no rotor composto apenas por uma pá, é necessária a presença de um contra peso que possui a finalidade de balancear o rotor.



Figura 8 - Turbina eólica de eixo vertical de 3 pás. (Fonte: Khan, 2018)

Este tipo de rotor possui duas configurações que dependem do local em que o vento incide no rotor: *upwind* (Barlavento) e *downwind* (Sotavento), Figura 10.



a)



b)

Figura 9 - a) Turbina eólica de eixo horizontal com uma pá. (Fonte: ADES, 2021);

b) Turbina eólica de eixo horizontal com duas pás. (Fonte: Innoventum, 2021)

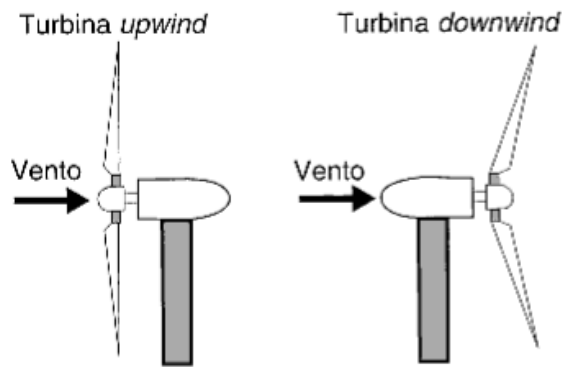


Figura 10 - Incidência do vento sobre a turbina. (Fonte: Pinto, 2014)

Nas turbinas que possuem a configuração *downwind*, a torre é posicionada na frente do rotor, fazendo com que o vento passe primeiro pela nacele, para em seguida passar pelas pás (DALMAZ, 2007). A vantagem desta configuração é que ela não precisa de um sistema que oriente as pás na direção do vento, o vento por si só ajusta o ângulo das pás. A desvantagem é que esta configuração sofre com um fenômeno chamado efeito de sombra na torre, fazendo com que o vento cause um esforço de flexão nas pás, podendo levar a pá a falhar por fadiga, além de aumentar o ruído produzido pelas pás e diminuir a potência de saída (PINTO, 2014). Além disso, a configuração *downwind* tem sido pouco utilizada porque o vento antes de chegar nas pás passa primeiro pela torre, isso perturba o escoamento e influencia na redução do desempenho da turbina (CASTRO, 2009).

A maioria das turbinas eólicas de eixo horizontal possuem a configuração *upwind*, onde o vento incide de frente para o rotor, passando primeiro pelas pás e seguindo em direção ao sistema de orientação que se encontra na parte de trás da máquina (NUNES JUNIOR, 2008). Ao contrário das turbinas *downwind*, a *upwind* precisa de um sistema que mantenha as pás orientadas na direção do vento. A vantagem desta configuração é que como ela não sofre tantos esforços de fadiga como a configuração anterior, acabam fornecendo mais potência de saída que a *downwind* (PINTO, 2014).

2.4 TURBINA EÓLICA DE EIXO VERTICAL (TEEV)

Este tipo de turbina possui o eixo de rotação perpendicular ao vento que incide sobre a turbina, ou seja, o eixo se encontra na mesma direção da torre que é a parte do aerogerador que suporta o peso da estrutura (CARMO, 2012).

Em seu trabalho, Pinto (2014) relata que as TEEV's possuem a vantagem de não precisarem de um sistema de orientação (*yaw system*) para que as mantenham na direção do vento, pois a rotação do rotor independe da direção do vento. Outra vantagem desta turbina, apresentada por Carmo (2012), é que partes importantes para o funcionamento de uma turbina eólica (caixa de engrenagens, gerador, entre outros) ficam instalados no solo, tornando a instalação e manutenção destes mais acessíveis quando comparada com as TEEH's. Carmo (2012) ressalta ainda outras vantagens como produção de pouco ruído comparadas às TEEH's, e também pela estrutura do rotor das TEEV's ser mais simples, é mais fácil construí-lo.

No entanto, uma série de desvantagens consideráveis faz com que essas turbinas ainda sejam poucos utilizadas, um dos motivos são os baixos valores de razão de velocidade de ponta de asa (ou em inglês *Tip Speed Ratio*), razão entre a maior velocidade tangente das pás e a velocidade do vento no local, em que elas operam e o fato do rotor não possuir a capacidade de autopartida. As pás ficarem posicionadas muito próximas ao solo também é um problema, pois a velocidade do vento perto do solo é baixa e o escoamento é turbulento, levando a um aumento da tensão sobre a turbina (PINTO, 2014).

Os tópicos seguintes mostrarão mais detalhadamente alguns dos principais modelos de turbina eólica de eixo vertical.

2.4.1 Rotor Darrieus

Dentre as turbinas eólicas de eixo vertical, o rotor Darrieus foi o único que teve aplicação comercial. Foi inventada por um engenheiro aeronáutico francês chamado Georges Jean Marie Darrieus no ano de 1925 na França e, em 1931, foi patenteada nos Estados Unidos. A maioria dos rotores Darrieus são compostos por duas ou três pás e geralmente usa-se um perfil aerodinâmico simétrico da série NACA 00xx. Dentre os vários modelos propostos por Darrieus (delta, V, diamante, etc.), o mais utilizado é o modelo phi (ϕ) também conhecido por “batedeira de ovos”.

Algum tempo após sua invenção, não houve muito entusiasmo para estudá-la, porém em meados de 1960 o conselho de pesquisa nacional do Canadá resolveu voltar a estudar este rotor. Então, entre 1970 e 1980, os Estados Unidos e o Canadá passaram a realizar inúmeras pesquisas sobre esta turbina, entretanto nunca conseguiram construir um modelo que chegasse a competir com as turbinas eólicas de eixo horizontal (PINTO, 2014).

A Figura 11 mostra as principais configurações dos rotores desenvolvidos por Darrieus (PINTO, 2014). Na Figura 12, ilustra-se o tipo mais comum de turbina eólica de eixo vertical Darrieus.

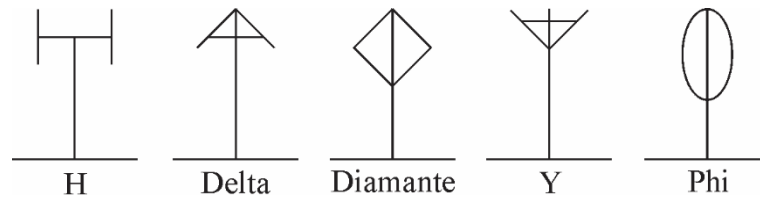


Figura 11 - Configurações dos rotores Darrieus. (Fonte: Adaptado de Pinto, 2014)



Figura 12 - Turbina Darrieus. (Fonte: Stroski, 2019)

2.4.2 Musgrove

Esse tipo de rotor foi inventado por Peter Musgrove na década de 70. O rotor (que também é conhecido por rotor Darrieus de geometria variável) é uma modificação do rotor Darrieus de pás retas (TJIU *et al.*, 2015). Nesse tipo de rotor (Figura 13), as pás são divididas em duas partes e articuladas entre as duas divisões de forma a reduzir a área da seção do rotor para impedir que o rotor ultrapasse sua velocidade máxima de projeto em ventos muito fortes.

Devido ao seu sistema único, acabou se tornando um rotor de baixo custo-benefício devido ao custo de mecanismo de dobra das pás e pouca vantagem comparado ao rotor Darrieus. Dessa forma, o rotor foi descontinuado (TJIU *et al.*, 2015).



Figura 13 - Aerogerador Musgrove. (Fonte: Tjiu *et al.*, 2015)

2.4.3 Giromill

O rotor giromill (Figura 14) é uma outra variação do rotor Darrieus de pás retas, mas que possui um controle do ângulo de ataque das pás. Esse controle permite que o ângulo de ataque assuma um valor aproximadamente constante durante cada meia volta, sendo positivo em uma metade e negativo em outra (TJIU *et al.*, 2015).

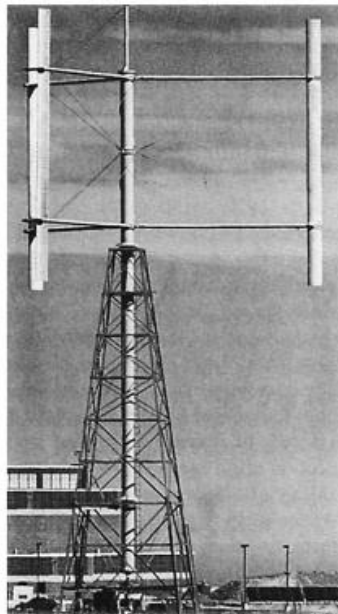


Figura 14 – Aerogerador Giromill. (Fonte: Tjiu *et al.*, 2015)

Ainda segundo Tjiu *et al.* (2015), esse tipo de rotor possui a maior eficiência entre os rotores de eixo vertical. Apesar de sua eficiência elevada, seu mecanismo de controle das pás possui um alto custo e, assim como o rotor Musgrove, um baixo custo-benefício (BHUTTA *et al.*, 2012).

2.4.4 Rotor H

Segundo Tjiu *et al.* (2015), o rotor H é o rotor Darrieus de pás retas de geometria mais simples, possuindo duas ou mais pás retas e fixas. Possui uma eficiência menor que o giromill, mas sua simplicidade de geometria e componentes faz com que esse tipo de rotor possua um bom custo-benefício (Figura 15).



Figura 15 – Aerogerador de rotor H. (Fonte: Google, 2021)

2.4.5 Rotor Helicoidal

Segundo Tjiu *et al.* (2015), o rotor helicoidal (Figura 16) é uma modificação do rotor H. Neste tipo de rotor, as pás formam hélices ao redor do eixo do rotor. Essa turbina foi originalmente desenvolvida para ser uma turbina aquática e posteriormente usada como uma turbina eólica.

A geometria em hélice aumenta a eficiência do rotor, quando comparado com o rotor H, devido ao fato de que esse tipo de geometria faz com que a área da seção do rotor seja constante durante toda a rotação (TJIU *et al.*, 2015). Além disso, quanto mais distribuída for a hélice, menor será a variação do torque e do coeficiente de potência ao longo de uma rotação completa.



Figura 16 – Aerogerador de rotor helicoidal. (Fonte: Tjiu *et al.*, 2015)

A Figura 17 faz um comparativo da variação do coeficiente de potência de três rotores ao longo de uma rotação completa. Pode-se perceber, claramente, que o rotor helicoidal é o rotor que apresenta a menor variação da componente transiente do coeficiente de potência (TJIU *et al.*, 2015).

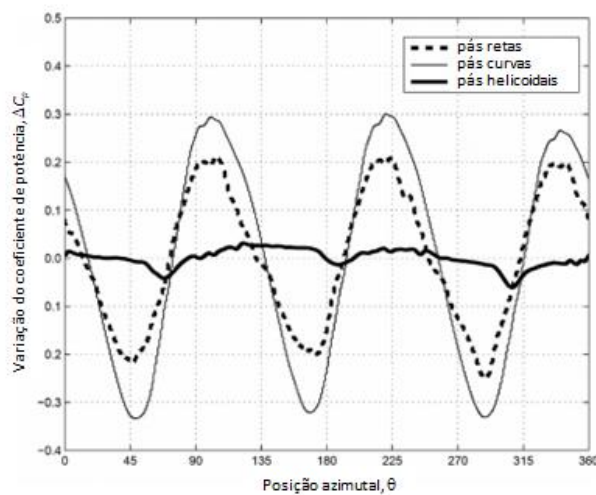


Figura 17 – Variação da componente transiente do coeficiente de potência ao longo de uma rotação de um rotor ϕ , rotor H e rotor helicoidal. (Fonte: Tjiu *et al.*, 2015)

2.4.6 Rotor Savonius

Em 1924, o engenheiro finlandês Sigurd J. Savonius desenvolveu o rotor de eixo vertical que leva seu nome. O que diferencia o rotor Savonius das outras turbinas de eixo

vertical é que o seu movimento se baseia na força de arrasto e não na de sustentação, como nos outros rotores. Além disso, o funcionamento deste rotor não depende da direção do vento, ele consegue operar em baixas velocidades e a construção de modelos de rotor Savonius é mais barata e menos complexa quando comparada a outras turbinas. No entanto, este rotor é o que apresenta a menor eficiência em relação às outras turbinas de eixo vertical, ficando em torno de 10% (DÍAZ, PAJARO e SALAS, 2015).

Em seu trabalho, Días, Pajaro e Salas (2015) estudaram 4 configurações de hélice para o rotor Savonius, mostradas na Figura 18, usando a Dinâmica dos Fluidos Computacional para analisar qual delas possuía a melhor eficiência.

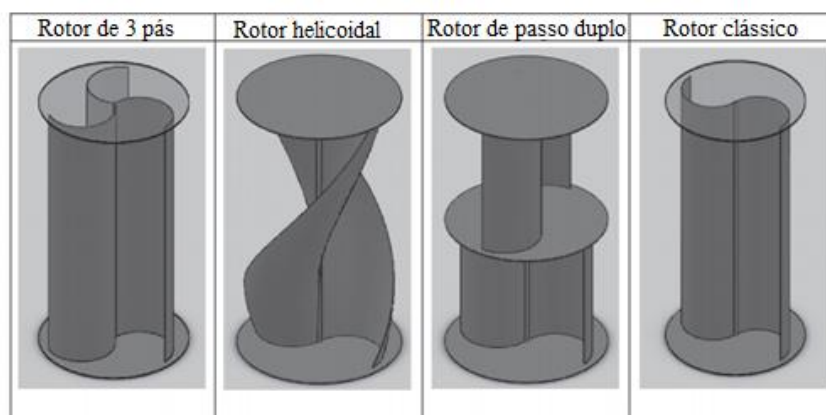


Figura 18 - Diferentes geometrias do rotor Savonius. (Fonte: Días, Pajaro e Salas, 2015)

A partir das análises realizadas pelos autores citados acima, foi constatado que o rotor de pás helicoidais foi o que apresentou melhor desempenho dentro das condições de operação que os autores impuseram. O rotor de pás helicoidais apresentou aproximadamente 20% a mais de desempenho, comparado aos outros três modelos estudados, enquanto que o rotor de 3 pás foi o que apresentou o coeficiente de potência mais baixo, sendo igual a 0,073.

2.5 ANÁLISE DO VENTO LOCAL

O vento é um fenômeno resultante do movimento contínuo das camadas de gases da atmosfera, que se deslocam sob a influência da radiação solar e da rotação da Terra. Existem alguns fatores importantes que influenciam diretamente na formação dos ventos, dentre eles pode se destacar o aquecimento desigual que ocorre na superfície do planeta, que resulta em ventos com velocidades e direções que apresentam tendência sazonais e diurnas bem

definidas (AMARANTE *et al.*, 2009). A Figura 19 mostra um esquema de como ocorre a circulação dos gases na superfície terrestre.

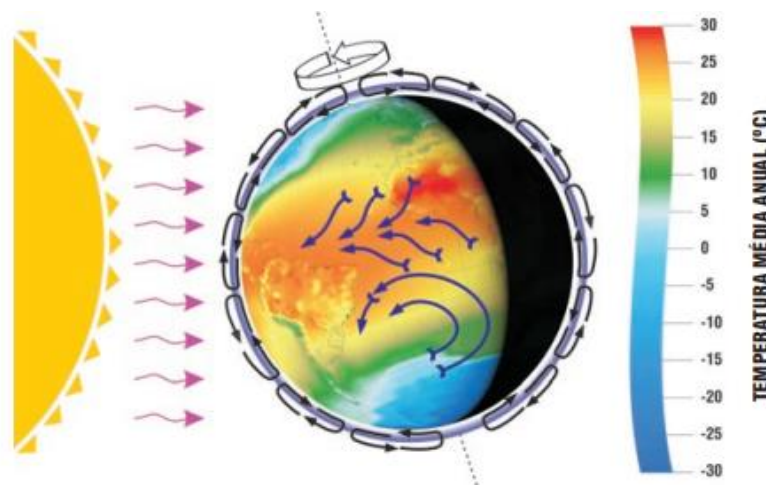


Figura 19 - Circulação dos gases na atmosfera. (Fonte: Amarante *et al.*, 2009)

Ribeiro (2015) explica em seu trabalho que as principais características do vento são a sua variabilidade (o vento varia, tanto do ponto de vista geográfico quando do temporal) e a sua natureza estocástica. Um ponto importante sobre o vento que vale a pena ressaltar, é que dependendo do tamanho do intervalo analisado (diurno, mensal ou anual), o vento pode variar bastante. Se não for feita uma análise que compreenda bem essas variações que o vento apresenta, projetos de turbinas podem ser prejudicados economicamente.

Analisando o vento em um intervalo de meses ou anos, nota-se que o vento possui regularidade em sua velocidade (nota-se um regime sazonal bem definido), no entanto, se o vento for analisado em um intervalo de horas ou dias, poderá ser observado uma variação significativa (em termos estatísticos, tende a um regime diurno predominante). Se um local apresenta um regime sazonal, isso quer dizer que ao longo dos anos o comportamento do perfil de velocidade do vento tende a se repetir. Observando a velocidade do vento no decorrer de décadas, é constatado que a variação da velocidade média anual é inferior à 10% (AMARANTE *et al.*, 2009; RIBEIRO, 2015).

Segundo Vianello e Alves (2000), no estudo do vento e de como ele se locomove pela atmosfera, é necessário analisar duas camadas diferentes, pois o escoamento possui características distintas dependendo de qual camada ele está situado, são elas a camada limite planetária e a atmosfera livre.

A camada limite planetária é a região compreendida entre a superfície do solo até 2 ou 3 km de altura, sua espessura dependerá da rugosidade do solo. Essa região contém

aproximadamente 10% da massa da atmosfera. A atmosfera livre é toda a região que se encontra acima da camada limite planetária, nesta região o escoamento não sofre os efeitos do atrito e as forças viscosas são anuladas (VIANELLO E ALVES, 2000). Nessas duas camadas ocorrem diferentes tipos de ventos e que possuem características distintas.

2.5.1 Vento Geostrófico

Em termos gerais, o vento geostrófico é caracterizado por escoar predominantemente no sentido horizontal, uniformemente e paralelo às isobaras (que neste caso também são paralelas). A formação desse vento acontece na atmosfera livre, onde não há influência das forças de atrito e viscosa (VIANELLO E ALVES, 2000).

O fato do vento geostrófico se movimentar paralelo às isobaras indica importantes características distintas, dependendo do local em que o vento está sendo analisado. Por exemplo, analisando o vento no Hemisfério Norte, o lado esquerdo do vento apresentará baixa pressão, enquanto que no Hemisfério Sul, a baixa pressão se encontra no lado direito do vento. Esse fenômeno é explicado pela lei de Buys-Ballot.

Na Figura 20, pode-se notar um exemplo desse comportamento de vento. Os dados mostrados pela figura foram analisados na América do Sul sobre o Oceano Atlântico em uma altura de aproximadamente 12 km (VIANELLO E ALVES, 2000).

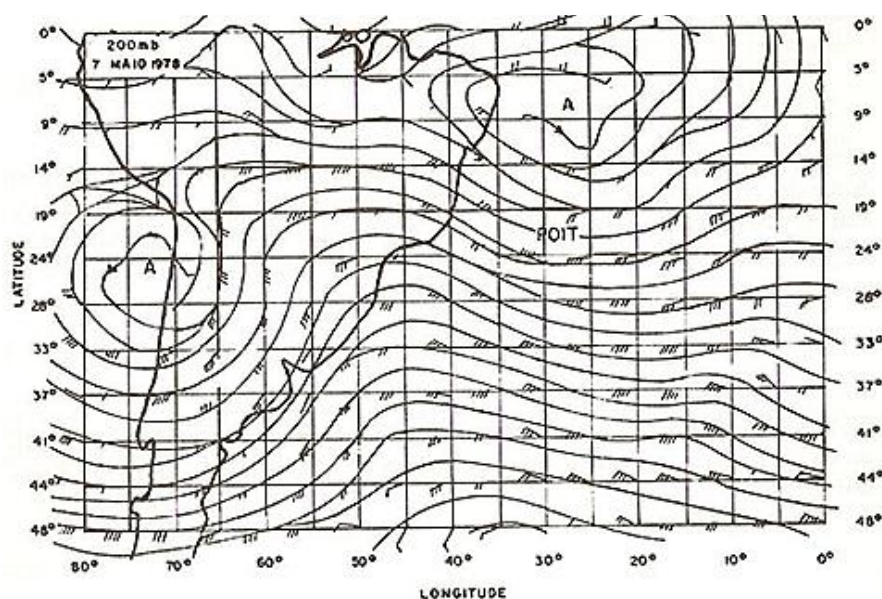


Figura 20 – Ventos e Contornos sobre a América do Sul e o Atlântico em uma altitude de 12 km. (Fonte: Vianello e Alves, 2000)

2.5.2 Vento Gradiente

Assim como o vento geostrófico, o vento gradiente também escoia predominantemente no sentido horizontal e paralelo às isobaras, porém, neste caso, as isóbaras são curvas (no caso anterior eram paralelas) e também se movimentam na atmosfera livre, portanto não sofrem os efeitos das forças viscosas e de atrito (VIANELLO E ALVES, 2000).

Na Figura 21 pode-se ver um exemplo do comportamento do vento gradiente na América do Sul a uma altura de aproximadamente 1,5 km. Observa-se um anticiclone (o ponto A), pois ele gira no sentido anti-horário e se encontra no Hemisfério Sul, e um ciclone no ponto B, que gira no sentido horário e se encontra no Hemisfério Sul.

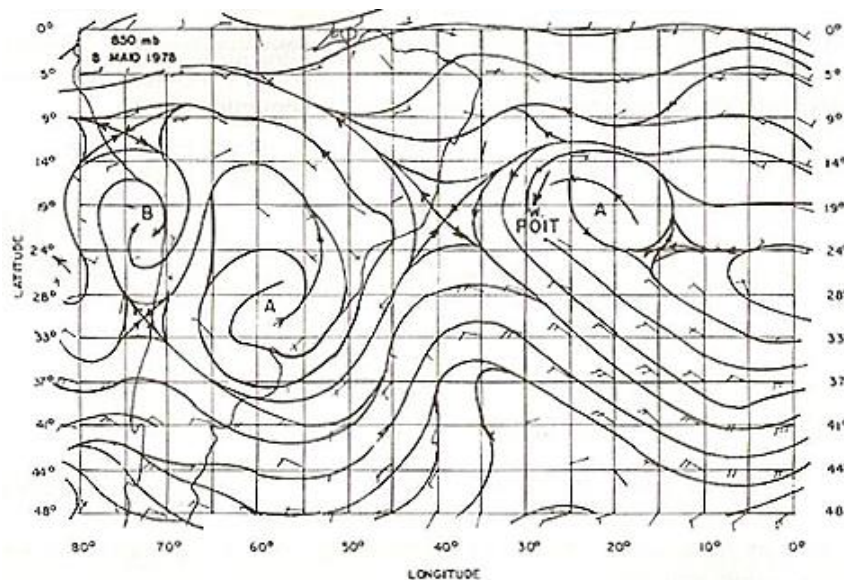


Figura 21 - Ventos e Contornos sobre a América do Sul em uma altura de 1.5 km. (Fonte: Vianello e Alves, 2000)

Escoamentos curvos (turbulentos) são situações corriqueiras, principalmente os ciclones e anticiclones, fenômenos encontrados facilmente na atmosfera, de maneira que o vento geostrófico não os caracterizam. Ciclone é o nome dado ao fenômeno em que há um escoamento curvo girando em torno de um centro de baixa pressão, enquanto que, no anticiclone, o escoamento gira em torno de um centro de alta pressão. No Hemisfério Norte os ciclones giram no sentido anti-horário e no Hemisfério Sul giram no sentido horário. Com os anticiclones ocorre o inverso: giram no sentido horário no Hemisfério Norte e giram no sentido anti-horário no Hemisfério Sul (VIANELLO E ALVES, 2000).

2.5.3 Vento Ciclostrófico

O vento ciclostrófico é um escoamento curvo, um caso particular do vento gradiente, onde ele só gira em torno de um centro de baixa pressão, ou seja, é um escoamento do tipo ciclônico. Exemplos desse tipo de escoamento são os tornados (escoamento que gira em torno de um centro de baixa pressão, que possuem raio pequeno de aproximadamente 300 metros e altas velocidades, de aproximadamente 30 m/s) e redemoinhos. Nestes fenômenos, a força de Coriolis é muito pequena quando comparada ao gradiente de pressão, por este motivo ela é frequentemente desprezada pois não tem muita influência sobre o escoamento (VIANELLO E ALVES, 2000).

Segundo Vianello e Alves (2000), embora a força de Coriolis não tenha uma influência relevante sobre o escoamento, é importante ressaltar que no Hemisfério Norte o escoamento gira preferencialmente no sentido anti-horário e no Hemisfério Sul ele gira no sentido horário. Com isso, pode-se constatar que, quando o escoamento já está desenvolvido, a força de Coriolis não tem efeito, porém, no início da formação do escoamento, ela influencia de alguma maneira, porém, isto não ocorre em pequenos vórtices (como os turbilhões do tipo redemoinho), onde eles podem rotacionar em qualquer sentido.

2.5.4 Variação da Velocidade do Vento com a Altura

Geralmente as turbinas eólicas são instaladas em até 100 metros de altura. Nessa faixa de altura, o vento que chega até a turbina é afetado por diversos fatores como a rugosidade aerodinâmica do terreno em que a turbina está instalada, as condições de relevo do local, a estabilidade térmica vertical e a presença de obstáculos (AMARANTE *et al.*, 2009).

Na Figura 22, Amarante *et al.* (2009) mostram perfis de velocidade do vento na camada-limite atmosférica em dois locais diferentes, no primeiro o terreno é coberto por uma restinga baixa e no segundo o terreno é coberto por areia. A figura mostra a dependência entre o perfil de velocidade do vento com a altura, a rugosidade do terreno e a estabilidade térmica vertical (estável, neutra e instável). Nessa figura, pode-se ver claramente que o perfil de velocidade do ar começa bem próximo à superfície e vai crescendo exponencialmente até atingir a camada limite planetária (que será explicada mais adiante), isso significa que quanto mais próximo da superfície, maior será a força de atrito (VIANELLO E ALVES, 2000). Esse fenômeno é chamado de cisalhamento do vento.

Este comportamento do vento é muito importante, uma vez que ele interfere diretamente no projeto de uma turbina eólica e também na avaliação da disponibilidade dos recursos eólicos, de maneira que se faz necessário a descrição de algum modelo que analise essa relação. A Figura 23 ilustra o que seria obtido em uma medição experimental da velocidade do vento com a altura e o perfil médio correspondente.

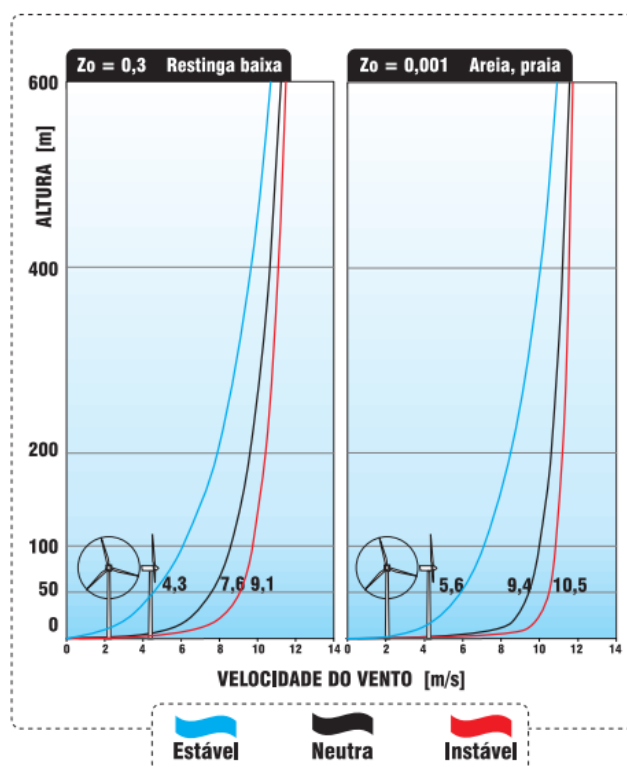


Figura 22 - Relação Vento x Altura, considerando os efeitos de rugosidade e estabilidade térmica vertical. (Fonte: Amarante *et al.*, 2009)

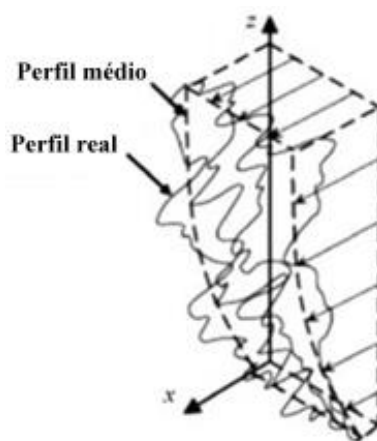


Figura 23 - Perfil de velocidade experimental. (Fonte: Manwell *et al.*, 2009)

Na literatura, dois modelos matemáticos são bastante utilizados para descrever a variação da velocidade do vento com a altura: a lei logarítmica e a lei de potência.

2.5.5 Lei Logarítmica

O modelo do perfil logarítmico se baseia do conceito de escoamento da camada limite (teoria do comprimento de mistura, da viscosidade turbulenta e de similaridade) e na pesquisa atmosférica, ou seja, é um modelo que combina a abordagem teórica e empírica.

A partir da teoria de comprimento de mistura (desenvolvida por Wortman em 1982), e da equação da quantidade de movimento, Manwell *et al.* (2009) obtiveram uma expressão para a variação da velocidade do vento (V) com a altura (z), a partir de uma altura de referência (z_r), da velocidade nessa altura de referência, $V(z_r)$, e das características do terreno (rugosidade, z_0):

$$V(z) = V(z_r) \frac{\ln\left(\frac{z}{z_0}\right)}{\ln\left(\frac{z_r}{z_0}\right)} \quad (2.1)$$

A Tabela 1 apresenta alguns tipos de superfície e seus respectivos valores (aproximados) de comprimentos de rugosidade.

Tabela 1 – Valores do comprimento de rugosidade para vários tipos de terreno.

Descrição do Terreno	Z_0 (mm)
Muito liso, gelo ou lodo/lama	0,01
Superfície do mar – calmo	0,20
Mar ondulado	0,50
Superfície de neve	3,00
Gramado	8,00
Pasto acidentado	10,00
Campo de pouso	30,00
Cultivo	50,00
Poucas árvores	100,00
Muitas árvores, cercas, poucos edifícios	250,00
Florestas e bosques	500,00
Subúrbios	1.500,00
Centros de cidades com edifícios altos	3.000,00

Fonte: Manwell *et al.*, 2009

2.5.6 Potência Extraída do Vento

Segundo Vargas (2015), a energia eólica pode ser definida como a energia cinética proveniente do ar em movimento. Portanto, considerando uma massa de ar (m) que está a uma velocidade (V), a energia cinética do vento (E_V) será dada por:

$$E_V = \frac{1}{2} m V^2 \quad (2.2)$$

Segundo Dalmaz (2007), sabe-se que a potência instantânea do ar é dada pela derivada da energia cinética com relação ao tempo, então a potência instantânea será dada pela Equação (2.3):

$$P_V = \frac{dE_V}{dt} = \frac{1}{2} \left(\frac{dm}{dt} \right) V^2 \quad (2.3)$$

onde:

P_V : potência instantânea

t : tempo

Considerando que o ar escoar através de uma seção transversal que possui uma área A , pode-se calcular a vazão mássica do ar por meio da Equação (2.4):

$$\dot{m} = \frac{dm}{dt} = \rho A V \quad (2.4)$$

onde:

ρ : massa específica do ar

Rearranjando as Equações (2.2) e (2.3), tem-se a seguinte relação:

$$P_V = \frac{1}{2} \rho A V^3 \quad (2.5)$$

A equação acima pode ainda ser reescrita de outra forma (densidade de potência):

$$\frac{P_v}{A} = \frac{1}{2} \rho V^3 \quad (2.6)$$

Considerando também que o ar está escoando através de uma área de seção circular que possui um diâmetro D e sabendo que a área de um círculo é dada por $\pi D^2/4$, a relação que determina a potência disponível do vento será dada pela seguinte equação:

$$P_v = \frac{\pi}{8} \rho D^2 V^3 \quad (2.7)$$

Analisando as equações acima, destacam-se os seguintes pontos:

- Em condições padrões, a densidade do ar é 1,225 kg/m³.
- A densidade de potência do vento (P_v/A) é diretamente proporcional à densidade do ar.
- A densidade de potência do vento é proporcional ao cubo da velocidade do vento.
- A potência extraída do vento é proporcional à área varrida pelo rotor ou ao diâmetro do rotor ao quadrado.

2.5.7 Rendimento de Betz

Segundo Dalmaz (2007), o rendimento de Betz (também chamado de coeficiente de potência máximo) é definido como a razão entre a potência que é absorvida por um disco pelo qual o ar escoar e a potência disponível no escoamento do ar.

A Figura 24 mostra um esquema em que um disco é envolvido por um tubo de corrente de ar. Supondo que a vazão mássica ($\dot{m}$) nas áreas de seção transversal A1 e A2 sejam iguais, aplicando a lei de conservação de massa, obtém-se a seguinte relação:

$$\dot{m}_1 = \dot{m}_2 = \dot{m} \quad (2.8)$$

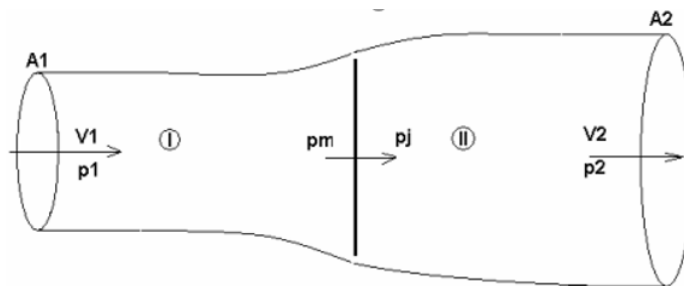


Figura 24 - Tubo de corrente. (Fonte: Dalmaz, 2007)

Segundo Dalmaz (2007), imediatamente depois que o ar passa através das pás, a pressão sofre uma queda repentina, que volta a ter a mesma magnitude antes de passar pelas pás. Assim:

$$p_1 = p_2 \quad (2.9)$$

onde:

p_1 : pressão na entrada do tubo de corrente

p_2 : pressão na saída do tubo de corrente

Ainda segundo o mesmo autor, a equação que fornece a potência do vento extraída pela turbina é a seguinte:

$$P_{EX} = FV_T \quad (2.10)$$

onde:

F : força do vento que incide sobre a turbina

V_T : velocidade do vento que incide sobre a turbina

A força do vento que incide sobre a turbina é dada pela relação abaixo:

$$F = (p_M - p_J)A_T \quad (2.11)$$

onde:

p_M : pressão do ar antes de passar pelas pás da turbina (à montante)

p_J : pressão do ar logo após passar pelas pás da turbina (à jusante)

A_T : área da turbina

Para que p_M e p_J sejam encontrados, devem ser feitas algumas considerações:

- Fluido invíscido
- Fluido incompressível
- Fluido sem rotação induzida pelo rotor

A partir dessas considerações, a equação de Bernoulli é aplicada em duas seções distintas: a primeira fica entre a entrada do tubo de corrente e a região I que fica localizada imediatamente antes das pás (a montante do rotor); a segunda seção fica compreendida entre a região II localizada imediatamente depois das pás (a jusante) e a saída da turbina.

Considerando que as linhas de corrente do escoamento sejam horizontais, tem-se as relações para as seções I e II, respectivamente:

$$p_1 + \frac{\rho V_1^2}{2} = p_M + \frac{\rho V_M^2}{2} \quad (2.12)$$

$$p_J + \frac{\rho V_J^2}{2} = p_2 + \frac{\rho V_2^2}{2} \quad (2.13)$$

Considerando que a velocidade do ar à montante (V_M) e à jusante (V_J) do rotor seja igual a velocidade do vento que incide sobre a turbina, ou seja, $V_M = V_J = V_T$, tem-se:

$$(p_M - p_J) = \frac{1}{2} \rho (V_1^2 - V_2^2) \quad (2.14)$$

Rearranjando as Equações (2.14) e (2.11), a seguinte relação é encontrada:

$$F = \frac{1}{2} \rho A_T (V_1^2 - V_2^2) \quad (2.15)$$

onde A_T é a área da turbina.

Finalmente, substituindo a Equação (2.15) na equação (2.10), obtém-se:

$$P_{EX} = \frac{1}{2} \rho A_T V_T (V_1^2 - V_2^2) \quad (2.16)$$

É importante salientar que a velocidade do vento que incide sobre a turbina (V_T) é diferente da velocidade do vento na entrada do tubo de corrente. Isso ocorre porque à medida que o escoamento se aproxima da turbina, ele sofre uma desaceleração devido ao fato de que a turbina serve como um bloqueio. Com isso, pode-se concluir que V_T é menor que a velocidade na entrada do tubo de corrente.

Para representar esse efeito, introduz-se o coeficiente de velocidade induzida, a , que representa a fração da velocidade do vento que não consegue chegar às pás do rotor:

$$a = \frac{V_1 - V_T}{V_1} \quad (2.17)$$

A partir do conhecimento desse coeficiente, a velocidade do vento que incide sobre a turbina é então avaliada como:

$$V_T = V_1(1 - a) \quad (2.18)$$

Usando a lei da quantidade de movimento, a força (F) que age sobre a turbina também pode ser determinada como:

$$F = \dot{m}(V_1 - V_2) \quad (2.19)$$

Por outro lado, a vazão mássica $\dot{m}$ será o produto entre a densidade do ar, a área da turbina e a velocidade do vento sobre a turbina, portanto:

$$F = \rho A_T V_T (V_1 - V_2) \quad (2.20)$$

Rearranjando as Equações (2.15) e (2.20), consegue-se obter uma expressão para a velocidade do vento sobre a turbina em função das velocidades de entrada e saída do tubo de corrente:

$$V_T = \frac{V_1 + V_2}{2} \quad (2.21)$$

Como se pode ver na Equação (2.21), a velocidade do vento que passa pela turbina é a média entre as velocidades do vento que se encontra na entrada e na saída da turbina.

Organizando as Equações (2.18) e (2.21) e fazendo as devidas substituições, também é encontrado uma expressão para a velocidade de saída (V_2) do tubo de corrente em função da velocidade de entrada (V_1) e do coeficiente de velocidade induzida (a):

$$V_2 = V_1(1 - 2a) \quad (2.22)$$

Ou seja, quanto maior for o valor do coeficiente de velocidade induzida, menor será o valor da velocidade de saída do tubo de corrente. Em resumo, tem-se que quanto maior for a quantidade de energia que a turbina retira do vento, menor será a velocidade de saída do tubo de corrente (V_2), entretanto a Equação (2.21) revela que quanto menor for a velocidade de saída, menor será a velocidade do vento que passa pela turbina, o que acarreta em uma diminuição da potência que pode ser extraída pela turbina.

Isso significa que há um limite para o valor máximo de energia cinética que a turbina pode extrair, ou seja, há um valor ideal para o coeficiente de velocidade induzida, o qual está intimamente relacionado ao máximo de potência que o aerogerador pode extrair do vento (DALMAZ, 2007).

Por definição, o coeficiente de potência (C_p) é dado por:

$$C_p = \frac{P_{EX}}{P_V} \quad (2.23)$$

sendo:

P_{EX} : Potência extraída do vento pela turbina

P_V : Potência disponível no vento

Substituindo as Equações (2.18) e (2.22) na Equação (2.16), tem-se que a potência extraída pela turbina também pode ser dada por:

$$P_{EX} = 2\rho a A_T V_1^3 (1 - a)^2 \quad (2.24)$$

Assim, substituindo as Equações (2.5) e (2.24) na Equação (2.23), uma nova relação para o coeficiente de potência é obtido:

$$C_p = 4a(1 - a)^2 \quad (2.25)$$

Ao derivar a Equação (2.25) em relação a a e igualando a zero, obtém-se uma das duas raízes em que $a = 1/3$, valor para o qual o C_p é máximo. Substituindo esse valor na Equação (2.25), é encontrado o valor de $C_p = 16/27 = 0,593$. Este é o valor máximo teórico do

coeficiente de potência que uma máquina eólica pode atingir, sendo denominado de Rendimento Limite de Betz (DALMAZ, 2007).

A Figura 25 mostra a curva do coeficiente de potência (C_p) em função do coeficiente de velocidade induzida (a).

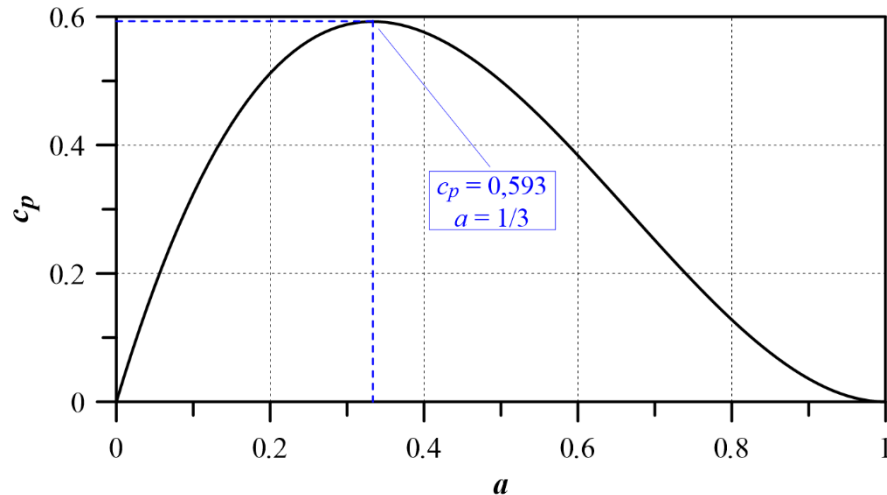


Figura 25 - Curva do coeficiente de potência *versus* coeficiente de velocidade induzida.

(Fonte: Dalmaz, 2007)

2.5.8 Curvas de Potência

Sabe-se que a potência que uma turbina pode produzir depende da velocidade do vento, e de suas características geométricas, de maneira que cada turbina terá uma curva característica de desempenho diferente. A curva de desempenho tem como finalidade mostrar a previsão do quanto de energia o aerogerador pode produzir, relacionando a velocidade do vento com a potência (VARGAS, 2015).

Existem alguns pontos importantes que estão contidos na curva de potência, dentre eles a produção máxima de energia elétrica, a velocidade de partida (v_p), a velocidade de corte (v_c) e a velocidade nominal (v_n). A Figura 26 mostra como estas variáveis estão dispostas na curva de potência.

A velocidade de partida (*cut-in wind speed*) é a velocidade com que a turbina começa a gerar uma quantidade significativa de potência, geralmente está entre 2,5 e 3,0 m/s. A velocidade nominal (*rated wind speed*) é a velocidade projetada para a turbina operar e gerar a potência máxima. Se a velocidade do vento estiver acima da velocidade nominal, algum sistema de controle será acionado para ajustar a velocidade de rotação da turbina, de forma que ela continue a produzir a potência para a qual foi projetada (VARGAS, 2015). A

velocidade de corte (*cut-out wind speed*) é a velocidade (normalmente 25 m/s) em que o sistema de proteção é ativado reduzindo a rotação das pás e desligando o sistema elétrico da rede elétrica para que a turbina seja preservada e não sofra danos estruturais com esforços mecânicos para os quais não foi projetado (VARGAS, 2015).

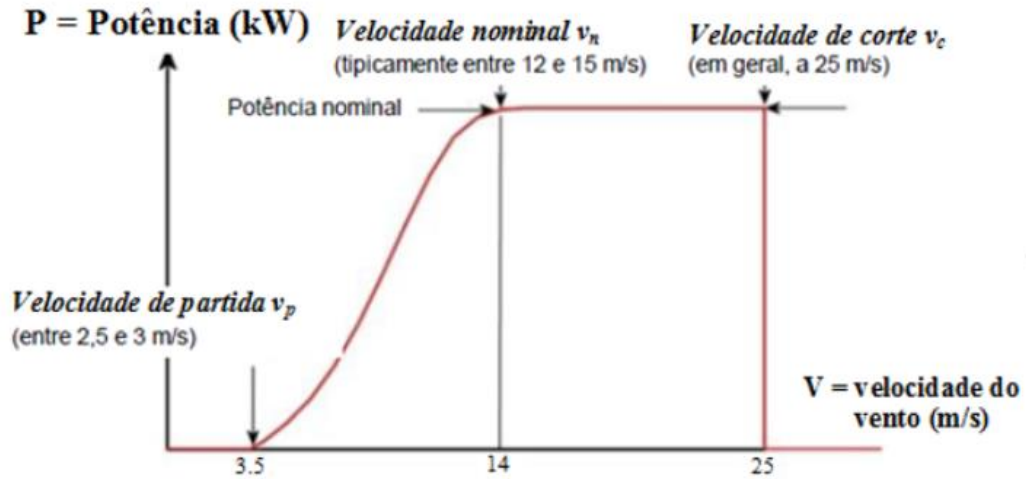


Figura 26 - Forma típica da curva de potência de um aerogerador. (Fonte: Vargas, 2015)

2.6 DISTRIBUIÇÃO ESTATÍSTICA DE WEIBULL

A função de densidade de probabilidade que se adequa melhor à imprevisibilidade do vento é a distribuição de Weibull, desenvolvida pelo físico sueco Ernest Hjalmar Wallodi Weibull (1887-1979) em 1939, e tem sido largamente empregada para caracterizar a natureza estocástica do vento (CATALÃO, 2012).

2.6.1 Função Densidade de Probabilidade de Weibull

A função de densidade de probabilidade de Weibull é dada pela seguinte função:

$$f(V_{\infty}) = \left(\frac{k}{c_v}\right) \left(\frac{V_{\infty}}{c_v}\right)^{k-1} e^{-\left(\frac{V_{\infty}}{c_v}\right)^k} \quad (2.26)$$

Onde $f(V_{\infty})$ se refere ao número de ocorrências de uma determinada velocidade contida no intervalo V_{∞} e $V_{\infty} + dV_{\infty}$, V_{∞} é a velocidade do vento (m/s), k é o fator de forma (adimensional) que representa a distribuição de velocidade e c_v é o fator de escala (m/s) que caracteriza a distribuição (SÁ, 2015).

A Figura 27 representa o comportamento gráfico da função de densidade de probabilidade de Weibull variando o fator de forma e o de escala.

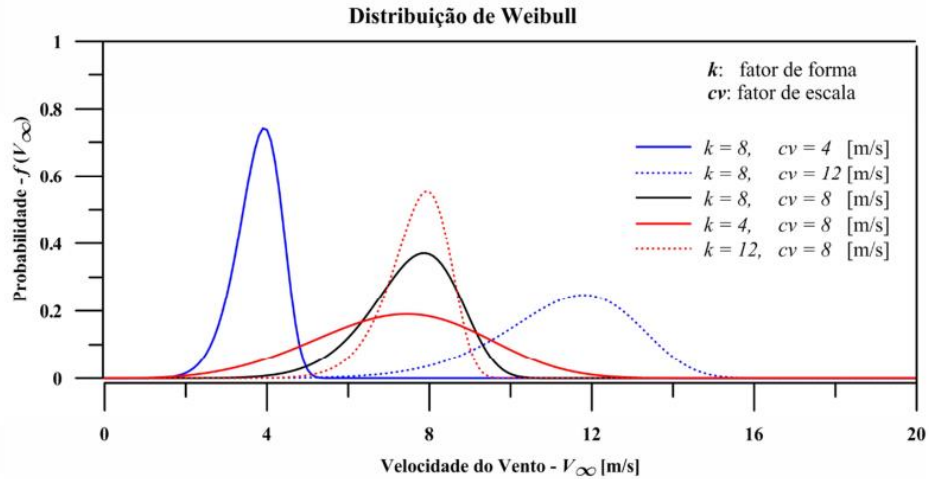


Figura 27 – Função de densidade de probabilidade de Weibull. (Fonte: Alencar, 2017)

Quando o fator de forma (k) é igual a 2 (um valor que ocorre com frequência em alguns lugares), tem-se um caso especial da distribuição de Weibull que é a distribuição de Rayleigh. Essa distribuição se torna proveitosa na fase inicial de projeto, quando não se possui dados mais específicos acerca da caracterização do vento local, tendo em mãos apenas a velocidade média anual (CASTRO, 2009).

Supondo que k assumia valores altos (como 2,5 ou 3), a variação da velocidade média horária do vento em relação à média anual será pequena, ou seja, a curva de distribuição será mais estreita e a velocidade do vento será mais regular. Valores de k inferiores a 1,5 indicam que a velocidade média do vento irá variar muito pois a curva de distribuição é mais larga. (BURTON *et al.*, 2001; DALMAZ, 2007)

Dalmaz (2007) explica em seu trabalho que o fator de escala (c_v) detém a mesma unidade de medida da grandeza que está sendo analisada, por isso sua unidade neste caso é m/s, uma vez que a grandeza aqui estudada é a velocidade. Valores altos de c implicam em um deslocamento da curva de distribuição, levando-a a alcançar valores maiores de velocidade.

A distribuição de Weibull desempenha um bom papel na maioria dos casos, mas em alguns locais onde há uma variação significativa nas velocidades do vento, essa distribuição pode não performar com boa precisão. Por exemplo, há alguns lugares em que as velocidades do vento são muito distintas no verão e no inverno, neste caso é recomendado caracterizar o

vento através da distribuição “Bi-Weibull” de pico duplo, que usa fatores de forma e de escala distintos para as duas estações (BURTON *et al.*, 2001).

2.6.2 Função de Distribuição Cumulativa de Weibull

Como já foi falado nas seções anteriores, a função de distribuição cumulativa de Weibull nada mais é do que a fração acumulada onde ocorrem valores de velocidades menores que V_∞ . Para encontrar esta função, basta integrar a função de densidade de probabilidade de Weibull, Equação (2.26), que resultará na equação a seguir:

$$F(V_\infty) = \int_0^{V_\infty} f(V_\infty) dV_\infty = 1 - e^{-\left(\frac{V_\infty}{c_v}\right)^k} \quad (2.27)$$

Se for necessário saber por exemplo, qual é o intervalo de tempo que contém os ventos cuja velocidade é menor que V_∞ , basta multiplicar a função de acumulação de Weibull pela quantidade de horas totais que foi medido a velocidade do vento (DALMAZ, 2007).

A Figura 28 mostra o comportamento característico da função de distribuição cumulativa de Weibull.

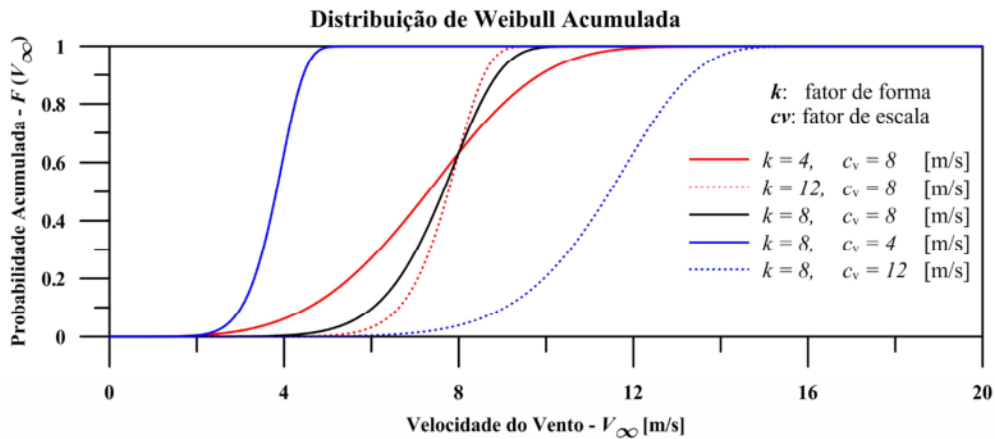


Figura 28 - Função de densidade cumulativa de Weibull. (Fonte: Alencar, 2017)

Dalmaz (2007) explica que se a função $F(V_\infty)$ for calculada para o valor máximo da velocidade, a equação resultará em $F(V_\infty) = 1$. Isso significa que 100% dos dados analisados possuem valor menor que a velocidade máxima. Ainda segundo o mesmo autor, outra análise importante a ser feita é utilizando a função da Confiabilidade, representada por $R(V_\infty)$. A

função da Confiabilidade mostra para um intervalo de tempo a fração de dados que possuem valor maiores que um determinado valor de velocidade.

A função da Confiabilidade é dada por:

$$R(V_{\infty}) = 1 - F(V_{\infty}) = e^{-\left(\frac{V_{\infty}}{c_v}\right)^k} \quad (2.28)$$

2.7 FATOR DE CAPACIDADE EÓLICA E PRODUÇÃO ANUAL DE ENERGIA (PAE)

Segundo Vargas (2015), o fator de capacidade eólica é basicamente o cálculo da porcentagem de energia que é de fato produzida pela turbina em relação à quantidade de energia que seria produzida se as turbinas funcionassem com máxima eficiência o tempo todo. O fator de capacidade é influenciado pela geometria da turbina, pelas características do terreno e obviamente pelo comportamento do vento.

Ainda segundo a mesma autora, o Brasil possui um fator de capacidade média de aproximadamente 54% pois o país possui ventos com boa velocidade e uniformidade e baixa turbulência, essas características fazem com que ele tenha um bom fator de capacidade quando comparado ao mundial, que é de aproximadamente 28%. Na Europa o fator de capacidade oscila bastante, ficando entre 20% e 30%, ou seja, sabendo que um ano possui 8760 horas, se considerarmos que o fator de capacidade é de 30%, isso significará que as turbinas trabalham apenas 2628 horas por ano. Outra interpretação seria que há produção de energia durante apenas 30% do ano, e no restante do ano (70%) a produção é irrelevante.

O boletim mensal de monitoramento do sistema elétrico brasileiro informa que no dia 30 de setembro de 2020 o Nordeste bateu um recorde no fator de capacidade, chegando próximo à 79%, que correspondeu à 101% da demanda de energia de todos os estados do Nordeste. Antes desse recorde, em 22 de agosto do mesmo ano, o Nordeste até então tinha tido seu melhor resultado, produzindo 10196 MW de energia (Ministério de Minas e Energia, 2020).

Ainda segundo o mesmo boletim, o fator de capacidade médio das usinas eólicas do Norte e Nordeste para o mês de setembro de 2020 foi 57.4%, que equivale a uma produção de 8431 MW. Já as usinas da região Sul atingiram um fator de capacidade médio de 37.8%, que embora seja um valor baixo, ainda foi maior que o produzido no mês de agosto.

A Figura 29 a seguir, mostra a geração de energia para as regiões Norte e Nordeste e os fatores de capacidade médio para os períodos de: outubro de 2018 até setembro de 2019 e outubro de 2019 até setembro de 2020.

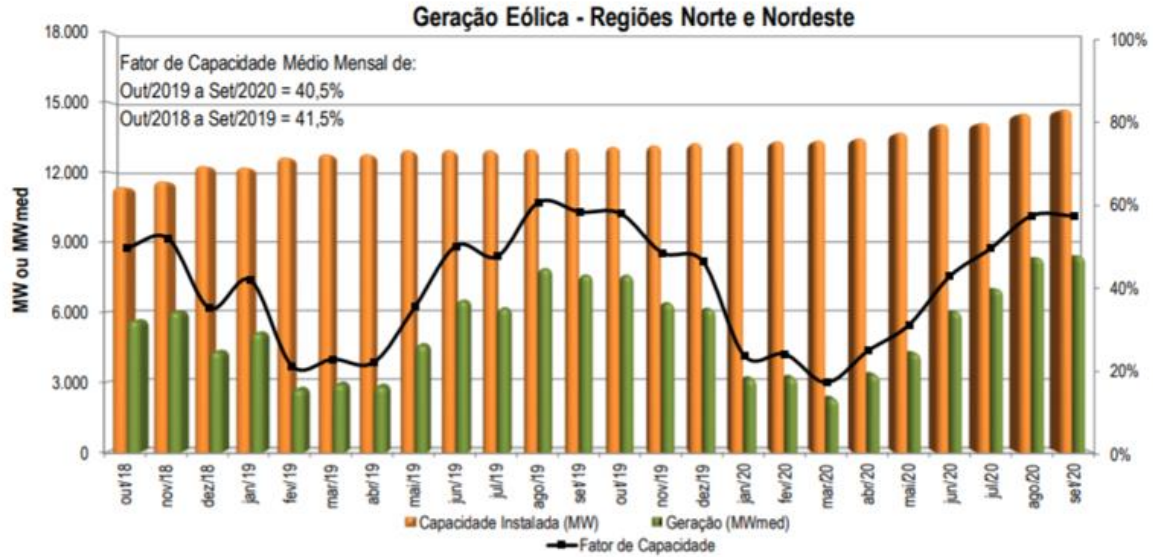


Figura 29 - Capacidade instalada e geração de energia eólica nas usinas do Norte e Nordeste. (Fonte: Ministério de Minas e Energia, 2020)

Analiticamente, o fator de capacidade (FC) é a energia produzida pela turbina, (ou a estimativa da energia que deva ser produzida durante um determinado intervalo de tempo) dividida pela energia que teoricamente seria produzida se a turbina trabalhasse 100% do tempo gerando a máxima produção de energia (VARGAS, 2015).

$$FC = \frac{E}{P_n \times T} \quad (2.29)$$

Sendo E a energia produzida pela turbina em um determinado intervalo de tempo, dado em MWh, P_n é a potência nominal (MW) e T é o intervalo de tempo analisado.

Integrando o produto da curva de potência pela função de densidade de probabilidade de Weibull, obtém-se a Produção Anual de Energia (PAE), como mostra a Figura 30 (BACK *et al.*, 2013). Levando em que o ano possui 8760 horas, tem-se que:

$$PAE = 8.76 \int_V P(V) f(V) dV \quad (\text{MWh}) \quad (2.30)$$

$$PAE \cong 8.76 \sum_{i=1}^N P(V_i) f(V_i) \Delta V_i \quad (\text{MWh}) \quad (2.31)$$

onde $P(V)$ é a função da curva de potência.

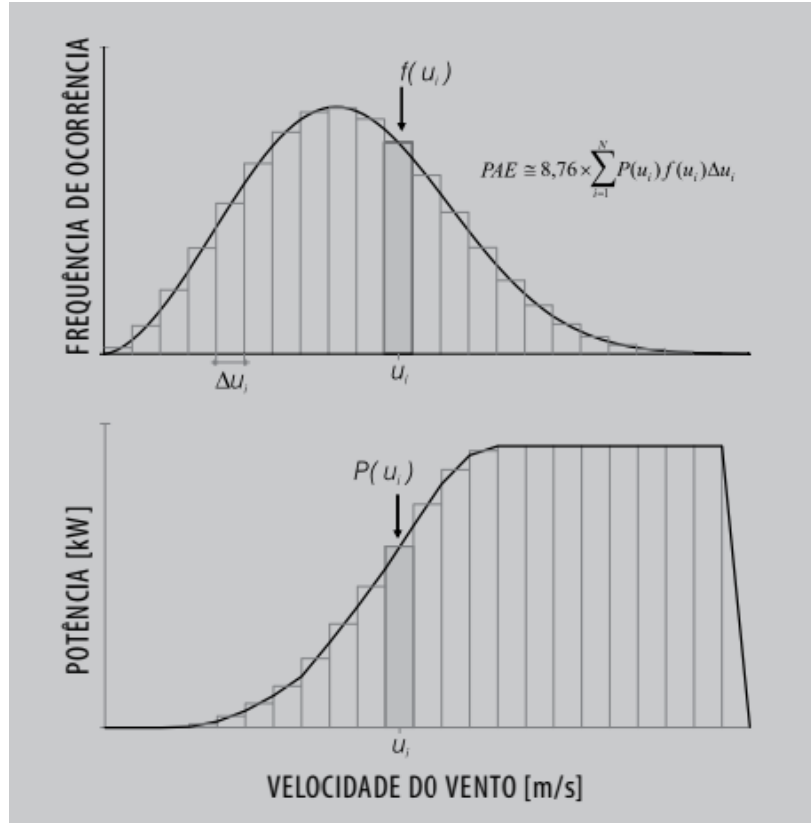


Figura 30 - Gráfico do cálculo da Produção Anual de Energia. (Fonte: Back *et al.*, 2013)

A Equação (2.29) determina o fator de capacidade para qualquer intervalo de tempo. Para calcular o fator de capacidade anual, pode-se usar a seguinte expressão:

$$FC = \frac{PAE}{8.76 \times P_n} \quad (2.32)$$

2.8 MODELAGEM COMPUTACIONAL

É perceptível que a maior parte dos trabalhos que estudam turbinas eólicas tem como finalidade prever sua eficiência com a maior precisão possível. Para isto, foram desenvolvidos vários modelos computacionais (cada um com suas vantagens e desvantagens) para calcular seu desempenho (CARRIGAN, 2010).

No artigo desenvolvido por Jin *et al.* (2014), os autores fizeram um levantamento sobre os principais métodos utilizados para estudar turbinas eólicas de eixo vertical do tipo Darrieus, os métodos são:

1. Aerodinâmica computacional;
2. Dinâmica dos fluidos computacional (CFD);
3. Métodos experimentais.

Os modelos numéricos (aerodinâmica computacional e dinâmica dos fluidos computacional) apresentam uma vantagem sobre os métodos experimentais que é o fato de serem mais acessíveis, uma vez que os experimentos demandam custos consideráveis (CARRIGAN, 2010).

Islam *et al.* (2008) divide a aerodinâmica computacional em três categorias:

1. Modelo de Momentum
2. Modelo de Vórtex
3. Modelo de Cascata

Os modelos computacionais serão detalhados nas próximas seções.

2.9 MODELO DE MOMENTUM

Os modelos baseados em *momentum*, também são chamados de método BEM (*Blade Element Momentum*). Ele foi desenvolvido por Glauert em 1963 e é considerado um método antigo, porém ainda muito utilizado para calcular cargas aerodinâmicas que atuam nas pás de uma turbina. O método BEM é uma junção entre duas teorias: a teoria do elemento de pá, também desenvolvida por Glauert e a teoria do *momentum* (BHUTTA *et al.*, 2012).

Os modelos de *momentum* são baseados no cálculo da velocidade do escoamento através da turbina, igualando a taxa de mudança do momentum do ar com as forças aerodinâmicas que agem nas pás, que é igual à mudança na velocidade multiplicada pela vazão mássica de vento através da turbina (ISLAM *et al.*, 2008).

Segundo Islam *et al.* (2008), a desvantagem dos modelos de momentum é que eles não podem ser aplicados em casos onde se tem alta solidez e alta relação de velocidade de ponta. Quando se tem uma destas condições, as equações de momentum são inadequadas para resolução dos cálculos.

Nos tópicos a seguir, serão explicados brevemente sobre alguns dos modelos de momentum mais utilizados e estudados.

2.9.1 Modelo de Tubo Único de Corrente

O modelo de tubo único de corrente foi o primeiro modelo de tubos de corrente desenvolvido. Foi proposto por Templin no ano de 1974 e é o método mais simples de previsão de desempenho de aerogeradores verticais (PATEL e KEVAT, 2013). Neste modelo, o rotor é envolvido em um único tubo de corrente, como mostra a Figura 31, e a velocidade do vento que passa pelo rotor é considerada constante em todo o tubo de corrente. Após essas considerações é realizado o cálculo das forças nas pás e a velocidade do tubo de corrente com a velocidade de escoamento livre são relacionadas igualando a força de arrasto que atua no rotor à mudança no momento do fluido que passa pelo rotor (STRICKLAND, 1975).

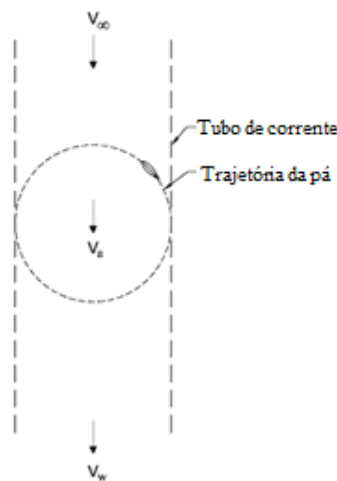


Figura 31 - Esquema do modelo de tubo único de corrente. (Fonte: Islam et al., 2008)

Este modelo se baseia na teoria do disco atuador proposta por Glauert, onde pressupõe-se que o disco atuador é a área da seção transversal do rotor e a velocidade do fluido que passa à montante e à jusante do rotor é considerada constante. Alguns fenômenos importantes que acontecem no funcionamento do rotor são levados em consideração na teoria do disco atuador, o primeiro deles é o efeito do estol aerodinâmico, a solidez e a relação de aspecto do rotor. Outro fenômeno importante que é levado em conta nesta teoria é o efeito do coeficiente de sustentação-arrasto zero, por outro lado o efeito causado pelo cisalhamento do vento não é inserido no modelo (ISLAM *et al.*, 2008).

Na Seção 2.5.7 foi citado que o fator de indução, a , é a parcela do vento que não consegue chegar até o rotor. Esse fator de indução pode ser calculado pela Equação 2.33.

$$a = \frac{Nc}{2\pi R} \frac{R\omega}{V_\infty} \sin \theta \quad (2.33)$$

onde:

R : é o raio da turbina

N : é o número de pás da turbina

c : é a corda da pá

ω : é a velocidade angular

V_∞ : é a velocidade de escoamento livre

θ : é a posição azimutal da pá

Podendo também ser encontrado pela equação abaixo:

$$a = \frac{V_\infty - V_a}{V_\infty} \quad (2.34)$$

Onde V_a é a velocidade do vento na turbina (velocidade induzida), como mostra a Figura 32.

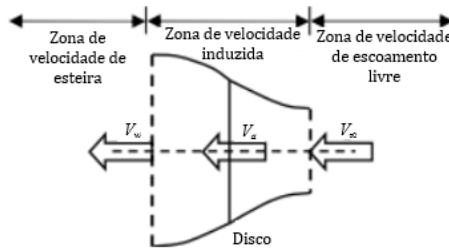


Figura 32 - Representação das zonas para os diferentes tipos de velocidade. (Fonte: PATEL e KEVAT, 2013)

Através da teoria do disco atuador, Glauert explica que a média entre a velocidade de escoamento livre e a velocidade da esteira é igual a velocidade induzida, ou seja:

$$V_a = \frac{V_\infty - V_w}{2} \quad (2.35)$$

Onde V_w é a velocidade de esteira.

Relacionando as Equações (2.33) e (2.34), a velocidade induzida será dada por:

$$V_a = V_\infty (1 - a) \quad (2.36)$$

E a velocidade de esteira é dada por:

$$V_w = V_\infty (1 - 2a) \quad (2.37)$$

Neste modelo, considera-se que a velocidade do escoamento é constante independente do lado do rotor (montante ou jusante) em que este se encontra, como pode ser observado na Figura 33.

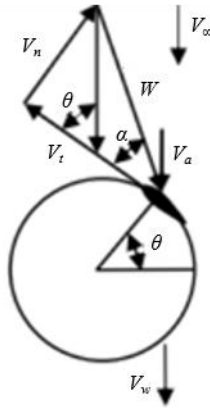


Figura 33 – Diagrama de velocidades de uma turbina Darrieus. (Fonte: Patel e Kevat, 2013)

Onde α é o ângulo entre a velocidade relativa (W) e a velocidade tangencial (V_t) que também é chamado de ângulo de ataque, V_t é a componente tangencial da velocidade que é tangente à pá e V_n é a componente normal da velocidade que é normal à pá. As velocidades tangencial e normal são dadas pelas seguintes equações, respectivamente:

$$V_t = R\omega + V_a \cos \theta \quad (2.38)$$

$$V_n = V_a \sin \theta \quad (2.39)$$

O ângulo de ataque pode ser encontrado através da relação a seguir:

$$\alpha = \tan^{-1} \left(\frac{V_n}{V_t} \right) \quad (2.40)$$

Substituindo as Equações (2.38) e (2.39) na Equação (2.40), a seguinte relação é obtida:

$$\alpha = \tan^{-1} \left[\frac{\sin \theta}{(R\omega/V_a) + \cos \theta} \right] \quad (2.41)$$

Sabe-se que a velocidade relativa é dada por:

$$W = \sqrt{V_t^2 + V_n^2} \quad (2.42)$$

Substituindo as Equações (2.38) e (2.39) na Equação (2.42) e adimensionalizando, tem-se:

$$\frac{W}{V_a} = \sqrt{\left(\frac{R\omega}{V_a} \right)^2 + \left(\frac{R\omega}{V_a} \right) \cos \theta + 1} \quad (2.43)$$

A pressão dinâmica relativa do vento local é obtida através da seguinte relação:

$$q = \frac{1}{2} \rho W^2 \quad (2.44)$$

Sabendo que o somatório de todas as forças em uma determinada direção é igual à variação da massa vezes a variação da velocidade, ou seja:

$$\sum F_x = m(\Delta V) \quad (2.45)$$

Então, a força de arrasto da turbina será dada por:

$$F_D = \dot{m}(V_\infty - V_a) \quad (2.46)$$

Podendo ainda ser reescrita como:

$$F_D = 2\rho AV_a (V_\infty - V_a) \quad (2.47)$$

O coeficiente de arrasto do disco (onde estão as pás da turbina) é:

$$C_{DD} = \frac{F_D}{\frac{1}{2}\rho AV_a^2} \quad (2.48)$$

A Equação (2.48) leva em consideração a pressão dinâmica e a área do disco. Substituindo a Equação (2.47) na Equação (2.48), tem-se:

$$C_{DD} = 4 \left(\frac{V_\infty}{V_a} - 1 \right) \quad (2.49)$$

Rearranjando a Equação (2.49), é obtida a relação abaixo:

$$\frac{V_\infty}{V_a} = 1 + \frac{1}{4} C_{DD} \quad (2.50)$$

Para o projeto de turbinas, é recomendável que seja usado um coeficiente de arrasto (C_d) baseado na pressão dinâmica do ambiente, portanto o cálculo do coeficiente levará em conta a velocidade de escoamento livre em vez da velocidade induzida:

$$C_d = \frac{F_D}{\frac{1}{2}\rho AV_\infty^2} \quad (2.51)$$

A teoria do elemento de pá pode ser utilizada para calcular a potência e o arrasto do rotor de uma dada turbina. O cálculo das forças aerodinâmicas que agem sobre cada elemento de pá requer o conhecimento de duas variáveis: o ângulo de ataque dinâmico e a pressão dinâmica relativa local. O vetor da velocidade resultante é dado em função de duas componentes perpendiculares entre si, como mostra a Figura 34.

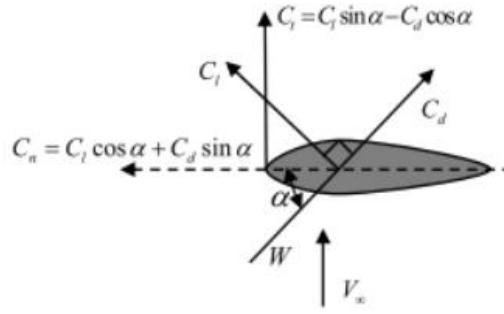


Figura 34 – Representação dos coeficientes normal e tangencial na pá. (Fonte: Patel e Kevat, 2013)

Como pode ser visto na figura acima, o coeficiente da força normal (C_n) é paralelo ao plano que contém o perfil da pá e o coeficiente da força tangencial (C_t) é perpendicular ao eixo em que o C_n está contido. Ainda na mesma figura nota-se que tanto o coeficiente da força normal quanto a da força tangencial podem ser escritos em função dos coeficientes de arrasto (C_d) e sustentação (C_l) e do ângulo de ataque, através das seguintes relações:

$$C_t = C_l \sin \alpha - C_d \cos \alpha \quad (2.52)$$

$$C_n = C_l \cos \alpha + C_d \sin \alpha \quad (2.53)$$

Portanto, a força tangencial pode ser calculada através da Equação (2.54):

$$F_t = C_t \frac{1}{2} \rho c h W^2 \quad (2.54)$$

onde h é a altura da turbina.

E a força normal é dada por:

$$F_n = C_n \frac{1}{2} \rho c h W^2 \quad (2.55)$$

Uma vez que cada elemento de pá está submetido à uma força normal dN e à um torque dT , e podem ser calculadas pelas equações a seguir:

$$dF_n = C_n q c h \quad (2.56)$$

$$dF_t = C_t qch \quad (2.57)$$

O arrasto que age em cada elemento (dD) de pá em uma determinada posição azimutal (θ) é dado por:

$$dD = (dF_n \sin \theta - dF_t \cos \theta) d\theta \quad (2.58)$$

Portanto, para obter o arrasto total basta integrar a Equação (2.58) no intervalo de uma revolução completa, ou seja, $0 \leq \theta \leq 2\pi$. Sabendo que a corda (c), a altura (h) e o número de pás (N_p) são constantes, o arrasto total é dado por:

$$F_D = \frac{Nc.h}{2\pi} \int_0^{2\pi} q(C_n \sin \theta - C_t \cos \theta) d\theta \quad (2.59)$$

A integração da equação acima é feita de maneira que o número de divisões do elemento de superfície seja finito e o incremento no ângulo azimutal seja sempre igual.

Dentre todas as forças que agem em um elemento de pá, a única que produz o torque é a força tangencial. Portanto, o torque de um elemento de pá que possui uma altura h e se encontra em uma posição azimutal $d\theta$ é dado por:

$$dT_s = c.h.R.qC_t d\theta \quad (2.60)$$

Integrando a Equação (2.60) para uma revolução completa, pode-se obter o torque total. Logo:

$$T_B = \frac{Nc.h.R}{2\pi} \int_0^{2\pi} qC_t d\theta \quad (2.61)$$

O coeficiente de torque pode ser encontrado por meio da equação a seguir:

$$C_t = \frac{T_B}{\frac{1}{2} \rho V_\infty^2 AR} \quad (2.62)$$

Substituindo a equação (2.61) na (2.62) e sabendo que a área A é $2RH$, tem-se a seguinte relação:

$$C_t = \frac{Nc}{2\pi\rho RV_\infty^2} \int_0^{2\pi} qC_t d\theta \quad (2.63)$$

A potência de eixo é dada por:

$$P = \omega T_B \quad (2.64)$$

Sabe-se que um rotor não consegue extrair totalmente a energia do vento e transforma-la em potência, portanto, para saber qual a potência máxima que uma determinada turbina pode produzir, deve-se usar a Equação (2.65) a seguir:

$$P_{\max} = \frac{1}{2} \rho V_\infty^3 A \quad (2.65)$$

O coeficiente de potência (C_P) será então a razão entre a potência da turbina, calculada pela Equação (2.64) e a potência máxima que a turbina poderá produzir. Portanto:

$$C_P = \frac{P}{P_{\max}} \quad (2.66)$$

Substituindo as Equações (2.61), (2.64) e (2.65) na Equação (2.66) uma nova expressão para o coeficiente é obtido:

$$C_P = \left(\frac{NC\omega}{2\pi\rho V_\infty^3} \right) \int_0^{2\pi} qC_t d\theta \quad (2.67)$$

Substituindo as Equações (2.64) e (2.65) na equação (2.66) teremos:

$$C_P = \frac{\omega T_B}{\frac{1}{2} \rho V_\infty^3 A} \quad (2.68)$$

Pela Equação (2.62) sabe-se que:

$$T_B = \frac{1}{2} C_T \rho V_\infty^2 AR \quad (2.69)$$

Portanto, o coeficiente de potência será:

$$C_P = \frac{\omega R}{V_\infty} C_t \quad (2.70)$$

onde $\frac{\omega R}{V_\infty}$ é a razão de velocidade de ponta de asa, representado por λ , portanto o coeficiente

de potência pode ser escrito como:

$$C_P = \lambda C_t \quad (2.71)$$

2.9.2 Modelo de Múltiplos Tubos de Corrente

O modelo de múltiplos tubos de corrente (MST) foi apresentado inicialmente por Wilson e Lissaman em 1974. Neste modelo os autores consideraram que o volume de controle no qual a turbina estava inserida foi dividido em vários tubos de corrente paralelos entre si e aerodinamicamente independentes, como é mostrado na Figura 35. Para cada tubo de corrente foi aplicado a teoria do elemento de pá e a teoria do momentum, considerando que o escoamento é invíscido e incompressível, e a partir disso é realizado o cálculo da velocidade induzida. Neste modelo de múltiplos tubos de corrente proposto por Wilson e Lissaman, aparece apenas a força de sustentação no cálculo da velocidade induzida (ISLAM *et al.*, 2008).

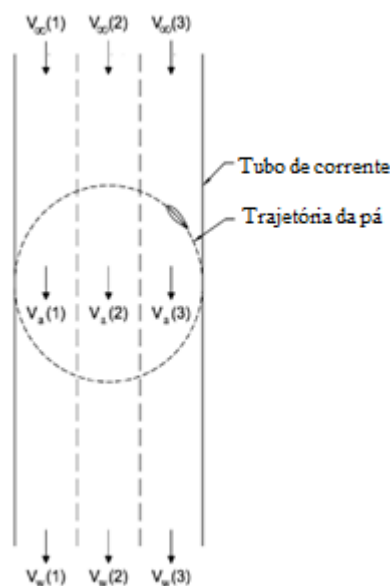


Figura 35 - Esquema do modelo de múltiplos tubos de corrente. (Fonte: Islam et al., 2008)

Um ano depois, em 1975, James H. Strickland propôs um modelo também nomeado de múltiplos tubos de corrente que assim como o proposto por Wilson e Lissaman, se baseia em uma série de tubos de corrente paralelos que passam por todo o volume do rotor. Neste modelo proposto por Strickland (1975), é aplicado o modelo BEM que usa as equações de momento que age igualando as forças que atuam nas pás à mudança no momento do fluido que escoar pelo rotor, isto gera uma distribuição de velocidades não uniforme.

O que difere os modelos desenvolvidos por Strickland e Wilson é que o modelo do Wilson utiliza apenas a força de sustentação para os cálculos da velocidade induzida do rotor, o modelo de Strickland além da força de sustentação também leva em conta a força de arrasto. Devido à essa força que Strickland acrescentou em seus cálculos, a convergência do seu modelo é um pouco mais lenta que a convergência do modelo de Wilson e Lissaman (ISLAM *et al.*, 2008).

Em seu trabalho, Strickland (1975) explica que os cálculos da análise de desempenho são realizados por um programa, desenvolvido pelo mesmo, chamado DART (que vem de **DAR**rieus Turbine). Detalhes do funcionamento do DART poderão ser vistos após o detalhamento da modelagem matemática do MST.

Como já falado anteriormente, o modelo de múltiplos tubos de corrente realiza os cálculos para uma série de tubos de corrente, onde a área da seção transversal do tubo, que é considerada constante, é $\Delta h r \Delta \theta \sin \theta$, sendo Δh a altura do tubo de corrente como mostra a Figura 36, onde V será definido como a velocidade do escoamento dentro do tubo de corrente sendo função do ângulo θ e da coordenada vertical z .

Sabe-se que a velocidade no tubo de corrente (V) será menor que a velocidade de escoamento livre (V_∞), pois a energia do vento é extraída pelos elementos de pá dentro do tubo de corrente. Portanto, usando a média ao longo do tempo da equação do momentum na direção do escoamento em combinação com a equação de Bernoulli, pode-se encontrar uma equação que relaciona a velocidade dentro do tubo de corrente com a velocidade do escoamento livre e a força média ($\overline{F_x}$) que cada elemento de pá exerce dentro do tubo de corrente:

$$\overline{F_x} = 2\rho A_s V (V_\infty - V) \quad (2.72)$$

Onde ρ é a densidade do fluido que passa pelo tubo (no caso estudado neste trabalho, o fluido é o ar), A_s é a área da seção transversal do tubo de corrente ($\Delta h r \Delta \theta \sin \theta$).

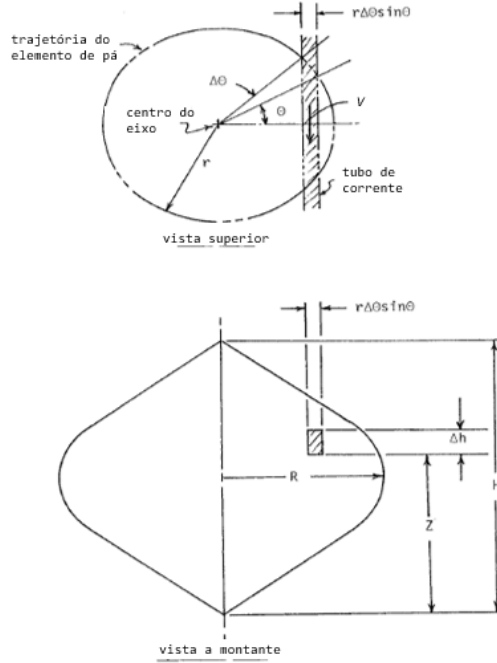


Figura 36 - Representação do tubo de corrente. (Fonte: Strickland,1975)

Pode-se ainda relacionar a força média ($\overline{F_x}$) que todos os elementos de pá exercem no tubo de corrente com a força exercida por cada elemento de pá individualmente (F_x) por meio da Equação (2.73):

$$\overline{F_x} = N_s F_x \frac{\Delta \theta}{\pi} \quad (2.73)$$

onde N_s é o número de elementos de pá e $\frac{\Delta \theta}{\pi}$ é a porcentagem de tempo que cada elemento de pá passa dentro do tubo de corrente.

Igualando as Equações (2.72) e (2.73), é obtida a seguinte relação:

$$\frac{N_s F_x}{2\pi \rho r \Delta h \sin \theta V_\infty^2} = \frac{V}{V_\infty} \left(1 - \frac{V}{V_\infty} \right) \quad (2.74)$$

Considerando que $F_x^* = \frac{V}{V_\infty} \left(1 - \frac{V}{V_\infty} \right)$, então:

$$F_x^* = \frac{N_s F_x}{2\pi r \Delta h \sin \theta V_\infty^2} \quad (2.75)$$

A Equação (2.75) mostra que é importante conhecer a força que cada elemento de pá exerce sobre o escoamento para que a razão entre a velocidade do tubo de corrente e a velocidade de escoamento livre seja obtida. Existem também outras forças importantes que devem ser conhecidas para o cálculo de outros fatores, como exemplo tem-se a força tangencial que deve ser conhecida para que o torque e a potência da turbina possam ser calculados. Porém, a força tangente não é a única força que age sobre um elemento de pá, como mostra a Figura 37 a seguir:

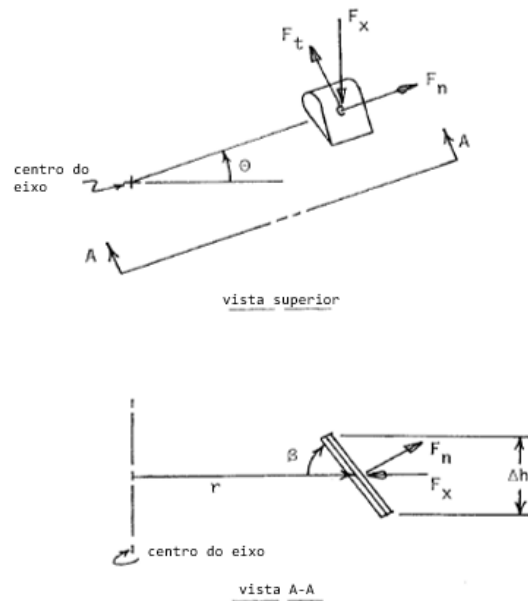


Figura 37 – Representação das forças que agem sobre o elemento de pá. (Fonte: Strickland, 1975)

Embora o diagrama de corpo livre mostre apenas a força que o elemento de pá exerce sobre o escoamento (F_x), a força tangente (F_t) e a força normal (F_n) é importante ressaltar que existe também uma força que age ao longo da envergadura e também um momento, porém estes não irão contribuir no cálculo de desempenho do rotor, a influência deles se dá no cálculo dos esforços da estrutura. Outro ponto importante nas considerações deste modelo

é que o momento que age sobre o centro aerodinâmico é sempre zero, entretanto essa condição não se aplica para altos ângulos de ataque.

Um fator que limita o modelo de múltiplos tubos de corrente (pois não considera alguns efeitos que ocorrem depois que o escoamento passa pelas pás e entra na parte posterior do rotor) é que os cálculos são feitos apenas para a parte à jusante do rotor. Para a parte à montante, os valores são considerados como sendo de mesma magnitude, mas com sinais opostos. Portanto, os cálculos para determinação do desempenho da turbina são feitos apenas para metade do rotor (0° até 180°).

Ainda na Figura 37, nota-se que a força resultante (F_x) é dada por:

$$F_x = -(F_n \sin \beta \sin \theta + F_t \cos \theta) \quad (2.76)$$

Onde β é o ângulo de inclinação local do elemento de pá.

Na Seção 2.9.1 já foram definidas as forças tangencial e normal para aquele caso. Para o modelo de múltiplos tubos de corrente a diferença estará na área considerada aqui que é $\frac{\Delta hc}{\sin \beta}$ e a velocidade relativa será representada por W . Portanto:

$$F_t = \frac{1}{2} C_t \rho \frac{\Delta hc}{\sin \beta} W^2 \quad (2.77)$$

$$F_n = -\frac{1}{2} C_n \rho \frac{\Delta hc}{\sin \beta} W^2 \quad (2.78)$$

Assim como no modelo anterior, C_n é o coeficiente da força normal, C_t é o coeficiente da força tangencial e c é a corda do perfil.

As forças tangencial e normal podem ainda ser adimensionalizadas, se tornando:

$$F_t^+ = \frac{F_t \sin \beta}{\frac{1}{2} \rho \Delta hc V_T^2} = C_t \left(\frac{W}{V_T} \right)^2 \quad (2.79)$$

$$F_n^+ = \frac{-F_n \sin \beta}{\frac{1}{2} \rho \Delta h c V_T^2} = C_n \left(\frac{W}{V_T} \right)^2 \quad (2.80)$$

onde V_T é a velocidade para o raio máximo (R) da turbina.

Assim como já foi definido para o modelo de tubo de corrente único, os coeficientes das forças tangente e normal podem ser relacionados os coeficientes de sustentação (C_L) e arrasto (C_D) por meio das relações a seguir:

$$\begin{aligned} C_t &= C_L \sin \alpha - C_D \cos \alpha \\ C_n &= C_L \cos \alpha + C_D \sin \alpha \end{aligned} \quad (2.81)$$

Onde α é o ângulo entre a corda do perfil e a velocidade relativa.

Substituindo F_t e F_n dados pelas Equações (2.77) e (2.78) na Equação (2.76) e depois substituindo o resultado desta na Equação (2.75), tem-se uma nova relação para o cálculo da força F_x^* :

$$F_x^* = \frac{N_s c}{4\pi r} \left(\frac{W}{V_\infty} \right)^2 \left(C_n - C_t \frac{\cos \theta}{\sin \theta \sin \beta} \right) \quad (2.82)$$

A Figura 38 mostra o triângulo de velocidades para um elemento de pá:

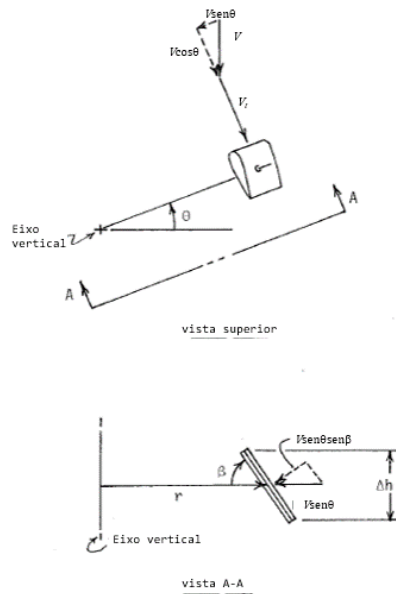


Figura 38 – Representação do triângulo de velocidades. (Fonte: Strickland, 1975)

Pela figura acima, percebe-se que o a tangente do ângulo de ataque é dada por:

$$\tan \alpha = \frac{V \sin \theta \sin \beta}{V \cos \theta + V_t} \quad (2.83)$$

onde V_t é a velocidade tangencial.

A velocidade relativa será dada por:

$$W \sin \alpha = V \sin \theta \sin \beta \quad (2.84)$$

2.9.3 DART (DARrieus Turbine)

O modelo necessita então solucionar a Equação do Momentum para encontrar a velocidade V que passa no tubo de corrente. Assim, Strickland (1975) define um fator de interferência a (Equação 2.85).

$$a = 1 - \frac{V}{V_\infty} \quad (2.85)$$

Usando as Equações (2.74) e (2.75) junto com o fator de interferência a , a equação do momento pode ser definida como:

$$a = F_x^* + a^2 \quad (2.86)$$

A Equação (2.86) é então resolvida de forma iterativa para cada um dos tubos de corrente. O processo iterativo é realizado até que o valor de a atinja um certo nível de convergência definido. Como resultado da obtenção do valor de a , pode-se obter a razão de velocidades V/V_∞ para cada tubo de corrente. O fluxograma a seguir (Figura 39) ilustra o passo a passo de como funciona o processo iterativo dentro do código DART, onde σ é a solidicidade do rotor e Tol é a tolerância de convergência.

O torque produzido por cada elemento de pá (T_s) que passa pelo tubo de corrente pode ser calculado pela Equação (2.87).

$$T_s = \frac{1}{2} \rho r c_t \frac{c \Delta h}{\sin \beta} W^2 \quad (2.87)$$

Para se obter o torque total de uma pá (T_b) em uma dada posição azimutal θ , T_s deve ser somado para cada um dos N_s elementos de pá (Equação 2.88).

$$T_b = \sum_1^{N_s} T_s \quad (2.88)$$

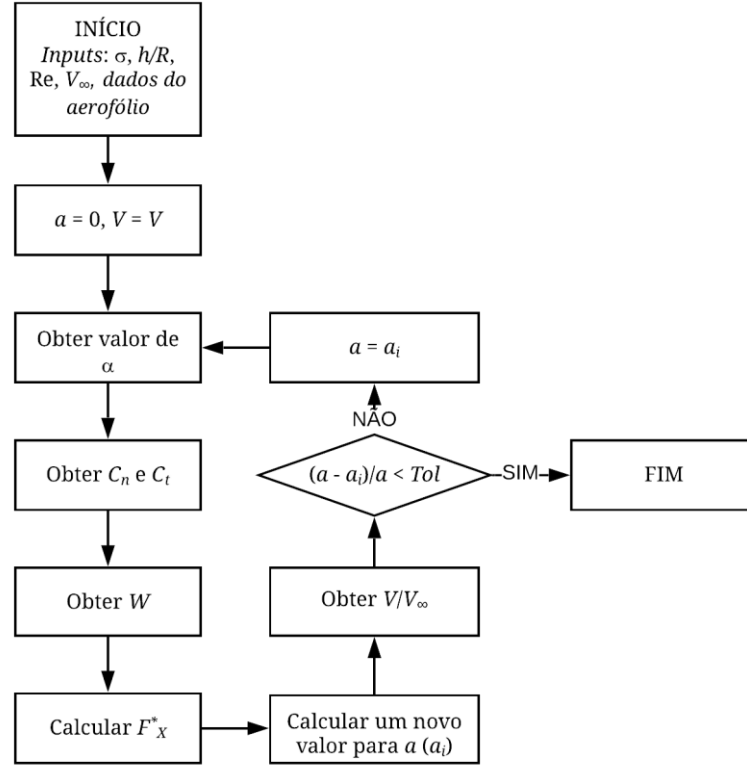


Figura 39 - Fluxograma sobre o funcionamento do DART. (Fonte: Autor)

Uma vez conhecido o torque de uma pá em uma posição θ , pode-se obter o torque médio do rotor ($\bar{T}$) realizando uma média de T_b com relação aos N_t incrementos de θ para cada uma das N pás, como mostra a Equação (2.89).

$$\bar{T} = \frac{N}{N_t} \sum_1^{N_t} \sum_1^{N_s} T_s \quad (2.89)$$

Logo, o coeficiente de potência c_p pode ser calculado em termos do torque médio $\bar{T}$ (Equação 2.90), onde ω é a velocidade angular do rotor.

$$c_p = \frac{\bar{T} \omega}{\frac{1}{2} \rho \sum_1^{N_s} 2r \Delta h V_\infty^3} \quad (2.90)$$

Combinando as Equações (2.87), (2.88), (2.89) e (2.90) o coeficiente de potência pode ser reescrito como:

$$c_p = \frac{\sum_{s=1}^{N_s} \sum_{t=1}^{N_t} \left[\frac{Nc}{2R \sin \beta} \frac{V_T}{V_\infty} \left(\frac{W}{V_\infty} \right)^2 c_t \right]}{N_t \sum_{s=1}^{N_s} \frac{r}{R}} \quad (2.91)$$

Toda a expressão que está dentro do parêntesis é chamado de coeficiente de energia local (c_{p1}) que se baseia no torque local e na área $2R\Delta h$, logo:

$$c_p = \frac{\sum_{s=1}^{N_s} \sum_{t=1}^{N_t} c_{p1}}{N_t \sum_{s=1}^{N_s} \frac{r}{R}} \quad (2.92)$$

2.9.4 Múltiplos Tubos de Corrente Duplo (*Double Multiple Streamtube*)

Segundo Paraschivoiu (1988), o modelo de múltiplos tubos de corrente duplo (DMS) foi desenvolvido pelo mesmo em 1981, com a finalidade de determinar as cargas aerodinâmicas nas pás e de prever o desempenho do rotor Darrieus. O modelo é baseado no modelo de múltiplos tubos de corrente e consiste em usar o princípio dos dois discos atuadores para calcular as velocidades induzidas à montante e a jusante do rotor separadamente (ISLAM *et al.*, 2008), como pode ser visto na Figura 40.

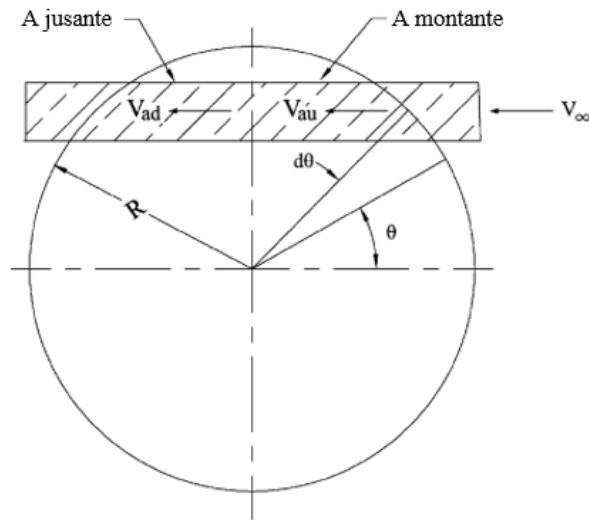


Figura 40 – Representação esquemática do modelo múltiplos de tubos de corrente duplo.

(Fonte: Islam *et al.*, 2008)

Considera-se que o escoamento que passa pela turbina é dividido em vários tubos de corrente (assim como nos múltiplos tubos de corrente) que possuem as características de serem aerodinamicamente independentes e as velocidades induzidas à montante e à jusante do rotor são diferentes. Neste modelo não é considerado os efeitos de turbulência e a velocidade do vento utilizada nos cálculos é a velocidade média (MASSON E PARASCHIVOIU, 1997).

Assim como no modelo de múltiplos tubos de corrente, a variação da velocidade induzida é considerada apenas na direção vertical, na direção horizontal a velocidade é considerada constante. Essas condições valem tanto para a parte à montante quanto à jusante do rotor (ISLAM *et al.*, 2008).

A velocidade de esteira à montante do rotor (V_e) é calculada pela seguinte equação:

$$V_e = V_\infty \left(2 \frac{V_{au}}{V_\infty} - 1 \right) = V_\infty (2a_u - 1) \quad (2.93)$$

Onde:

V_{au} : é a velocidade induzida à montante do rotor

a_u : é o fator de interferência da parte à montante do rotor, dada por $\frac{V_{au}}{V_\infty}$

Analisando à jusante do rotor, percebe-se que V_e é a velocidade de entrada, portanto, a velocidade induzida à jusante do rotor (V_{ad}) é dada por:

$$V_{ad} = a_d V_e = a_d (2a_u - 1) V_\infty \quad (2.94)$$

onde:

a_d : é o fator de interferência da parte à jusante do rotor, dada por $\frac{V_{ad}}{V_e}$

Segundo Paraschivoiu (1981) o cálculo das velocidades induzidas foi realizado utilizando uma dupla iteração para cada parte do rotor separadamente, utilizando o código computacional CARDAA desenvolvido pelo Institut de Recherche d'Hydro-Québec (IREQ) e as vantagens deste modelo é que o tempo de processamento do código é pequeno quando

comparado ao modelo de vórtex tridimensional e apresenta resultados mais precisos comparado ao modelo de tubos múltiplos de corrente.

2.10 MODELO DE VORTEX

Os modelos de vórtice também são bastante utilizados para analisar turbinas de eixo vertical. Segundo Ponta e Jacovkis (2001), ele se baseia na substituição da pá por um filamento de vórtice chamado de linha sustentadora que muda sua intensidade como função da posição azimutal da pá.

Já Islam *et al.* (2008) define os modelos de Vórtex como um modelo de escoamento potencial baseado no cálculo do campo de velocidades na área da turbina através da influência da vorticidade na esteira das pás. Nele, as pás das turbinas são vistas como um sistema de vórtices e uma série de dados aerodinâmicos dos perfis, velocidade relativa e ângulo de ataque são utilizados para calcular sua intensidade.

A Figura 41 mostra uma representação desse sistema de vórtices em um elemento de pá. Esse modelo divide a pá em vários elementos, que são substituídos por vórtices.

A velocidade induzida por um filamento de vórtice em qualquer ponto do escoamento pode ser obtida a partir da lei de Biot-Savart, para o caso da Figura 41, um filamento de intensidade Γ e comprimento l produz uma velocidade induzida $\vec{V}_p$ em um ponto p como mostra a Equação 2.95 (STRICKLAND, WEBSTER E NGUYEN, 1979).

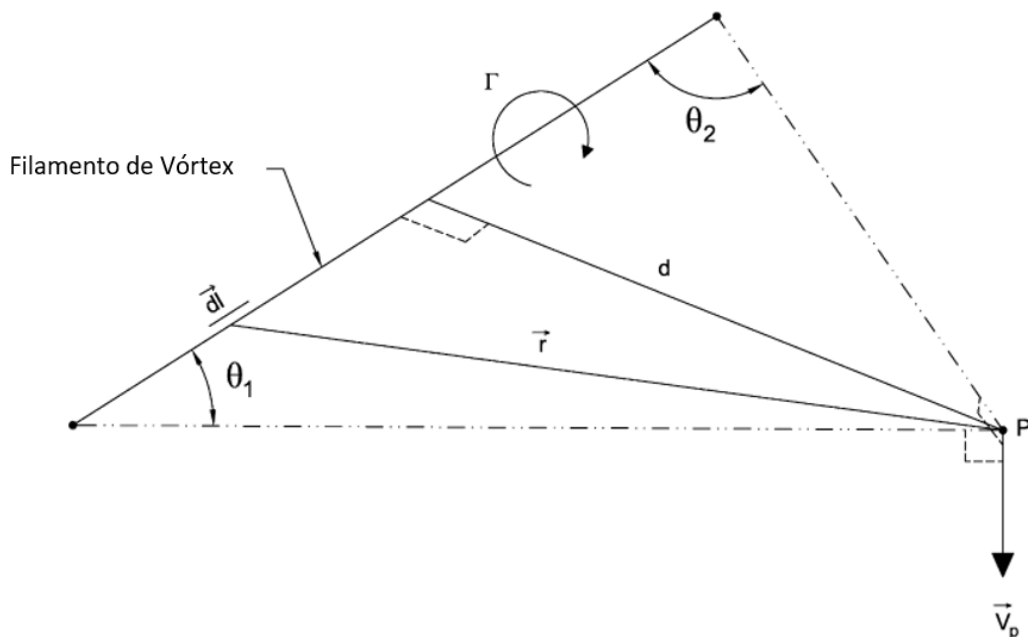


Figura 41 – Representação esquemática do modelo de vórtex. (Fonte: Islam *et al.*, 2008)

$$\vec{V}_p = \vec{e} \frac{\Gamma}{4\pi d} (\cos \theta_1 - \cos \theta_2) \quad (2.95)$$

onde d é a menor distância do filamento de vórtice ao ponto P e $\vec{e}$ é a direção de $r \times l$.

Utilizando a lei de Kutta-Joukowski e a formulação da sustentação em termos do coeficiente de sustentação C_l , pode-se chegar à Equação (2.96), que expressa a relação entre a intensidade do vórtice ligado e a velocidade induzida em um segmento de pá,

$$\Gamma_B = \frac{1}{2} C_l c W \quad (2.96)$$

onde c é a corda da pá e W é a velocidade relativa local do fluido no plano da seção do aerofólio.

2.11 MODELO EM CASCATA

Segundo Du *et al.* (2019) o modelo de cascata (que já era muito utilizado em turbomáquinas) foi aplicado a turbinas eólicas de eixo vertical pela primeira vez por Hirsch e Mandal. Neste modelo, as pás da turbina são posicionadas em linha reta em uma superfície plana (chamada de cascata), onde a distância entre as pás (d_p) é o comprimento da circunferência da turbina dividido pelo número de pás (DU *et al.*, 2019). Ou seja:

$$d_p = \frac{2\pi R}{N} \quad (2.97)$$

onde R é o raio da turbina e N o número de pás.

A esquematização do modelo em cascata pode ser vista na Figura 42. Assim como no modelo de múltiplos tubos de corrente duplo, o modelo em cascata também analisa as características aerodinâmicas de cada elemento de pá separadamente, dividindo o rotor em duas partes (à montante e à jusante do rotor) onde o número de Reynolds e o ângulo de ataque usados são os locais. O modelo em cascata só é aplicado depois de determinar a velocidade de escoamento relativa e o ângulo de ataque. Com estes parâmetros determinados, as pás da turbina são dispostas em cascata, como mostra a Figura 42 (ISLAM *et al.*, 2008).

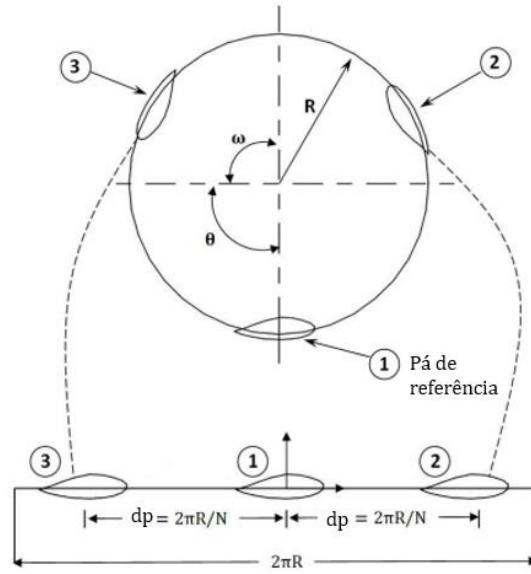


Figura 42 - Representação do modelo em cascata. (Fonte: Adaptado de Islam *et al.*, 2008)

Considerando que a pá de referência seja a pá 1 que está localizada em um determinado ângulo θ , considera-se que as condições de escoamento a que estão submetidas as outras duas pás (2 e 3) sejam iguais a da pá de referência (1). Esse processo se repete até que a pá de referência complete uma volta completa (ISLAM *et al.*, 2008).

Matematicamente, a velocidade de esteira e a velocidade de escoamento livre são relacionadas por meio da equação de Bernoulli e a relação entre a velocidade induzida e a velocidade de esteira se dá por meio de uma expressão particular semiempírica (ISLAM *et al.*, 2008). Sendo assim, a velocidade induzida para o lado a montante do rotor é dada por:

$$\frac{V_{au}}{V_{\infty}} = \left(\frac{V_e}{V_{\infty}} \right)^{k_i} \quad (2.98)$$

onde V_e é a velocidade de esteira do lado à montante do rotor.

Para o lado a jusante, a velocidade induzida é dada por:

$$\frac{V_{ad}}{V_e} = \left(\frac{V_w}{V_e} \right)^{k_i} \quad (2.99)$$

Onde V_w é a velocidade de esteira para o lado à jusante do rotor. O expoente k_i é uma variável que tem seu valor encontrado por meio de um ajuste de resultados experimentais (ISLAM *et al.*, 2008), e é dado pela seguinte expressão:

$$k_i = (0.425 + 0.332\sigma) \quad (2.100)$$

Onde σ é a solidicidade e é dada por:

$$\sigma = \frac{NC}{R} \quad (2.101)$$

Comparado a outros modelos de aerodinâmica computacional, o modelo em cascata apresenta uma maior capacidade na previsão do desempenho de rotores que possuem alta solidez e alta relação de velocidade de ponta de asa e embora leve um tempo razoável para solucionar o problema não apresenta problemas de convergência. O modelo calcula melhor as forças instantâneas nas pás, comparado aos modelos de momentum e considera alguns efeitos em seus cálculos, como a variação do Reynolds local, coeficiente de arrasto-sustentação zero, relação de aspecto finitas e o efeito da curvatura de fluxo. Posteriormente outros efeitos importantes (como o estol dinâmico) foram adicionados aos cálculos do modelo em cascata (KUMAR *et al.*, 2017; ISLAM *et al.*, 2008).

2.12 MÉTODOS NUMÉRICOS

Os métodos numéricos tem como finalidade substituir as equações diferenciais de transporte por um conjunto de equações algébricas. Através desse processo consegue-se obter as variáveis de interesse que se encontram localizadas em pontos discretos dentro do domínio do escoamento (REZENDE, 2009).

Dentre os inúmeros métodos numéricos utilizados para solucionar equações diferenciais, os mais utilizados são: Métodos de Diferenças Finitas (MDF), Método de Volumes Finitos (MVF) e o Método de Elementos Finitos (MEF). Cada um destes métodos será mais adequado para resolver um determinado tipo de problema, no presente trabalho deve-se resolver o escoamento em torno do perfil das pás de um rotor. Para este caso, o Método dos Volumes Finitos é o mais apropriado por ser a técnica de discretização mais utilizada para resolver as equações que regem o escoamento de fluidos (PONTES, 2018; REZENDE, 2009).

2.12.1 Método dos Volumes Finitos

Neste método, o ponto de partida são as equações de conservação em sua forma integral. Considerando que todas as propriedades do fluido e o campo de velocidade são conhecidos, a equação genérica da conservação para uma quantidade ϕ é dada por:

$$\int_S \rho \phi v \cdot n dS = \int_S \Gamma \nabla \phi \cdot n dS + \int_V q_\phi dV \quad (2.102)$$

A partir disso, o domínio da solução será dividido em um número finito de volumes de controle, no qual as equações de conservação serão aplicadas a cada um deles. O nó computacional estará localizado no centroide de cada um dos volumes de controle, onde o valor de cada variável deverá ser calculado. Em resumo, será realizada uma interpolação em função dos valores nodais que estão no centro do volume de controle, para que seja possível determinar os valores que se encontram na superfície do volume de controle. Após isso, serão aplicadas fórmulas de quadratura adequadas para que as integrais de superfície e volume possam ser aproximadas, e assim tem-se como resultado uma equação algébrica para cada volume de controle que contem valores nodais vizinhos (FERZIGER *et al.*, 2020).

Segundo Ferziger *et al.* (2020), a abordagem mais utilizada é a que uma malha adequada é atribuída ao problema e o nó computacional é posicionado dentro de cada volume de controle da malha. Uma outra abordagem é a que primeiramente se define onde cada nó se posicionará e depois os volumes de controle são construídos em torno deles, de modo que as arestas das faces fiquem entre os nós. A Figura 43 mostra um esquema dessas duas abordagens.

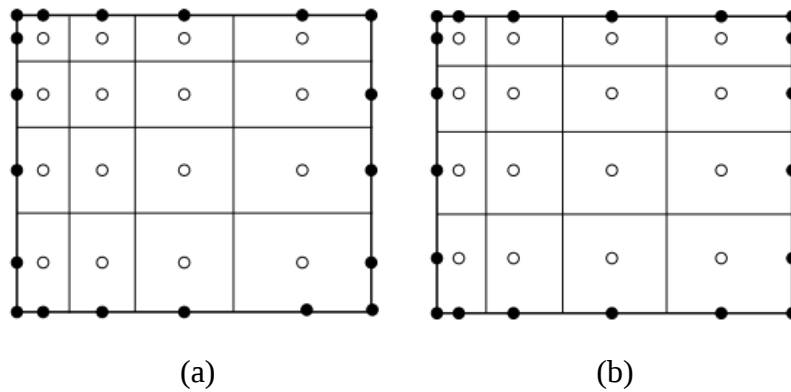


Figura 43 – Tipos de malhas no método de volumes finitos: (a) nós no centro do volume de controle; (b) face do volume de controle centralizada entre dois nós. (Fonte: FERZIGER *et al.*, 2020)

Existem outras abordagens para determinar a posição dos nós e dos volumes de controle, como o esquema de célula-vértice e o esquema de malha dupla, no entanto, a discretização realizada é a mesma para todos.

Uma das vantagens do MVF é a possibilidade de analisar geometrias complexas uma vez que ele comporta qualquer tipo de malha. Dentre os três métodos mais utilizados, o que possui a abordagem mais simples é o MVF, isso se deve ao fato de que os termos que precisam ser aproximados possuem um significado físico, o que faz desse método bastante popular. A desvantagem do método é que ele trabalha com três níveis de aproximação, são eles: interpolação, diferenciação e integração. Como consequência, problemas de ordem superior à segunda se tornam mais complexos de analisar em 3D (FERZIGER *et al.*, 2020).

CAPÍTULO III

3 METODOLOGIA

O rotor a ser analisado tem suas características apresentadas na Tabela 2. O rotor é um modelo em escala reduzida, que utiliza o perfil simétrico NACA 0025, cujas dimensões básicas foram obtidas por meio de análise de similaridade.

Tabela 2 - Principais características do rotor (Fonte: Oliveira Junior, 2021)

Perfil	NACA 0025
Razão de aspecto	2
Solidez ou Solidicidade	0,45
Número de pás	3
Raio (cm)	15,9
Altura (cm)	31,8
Corda (mm)	23,9
Velocidade de rotação (RPM)	3.243,8

As dimensões desse rotor foram obtidas por Oliveira Júnior (2021), considerando a sua instalação em uma altura de 100 m, em uma localização na cidade de João Pessoa-PB, cujos dados de vento foram extrapolados para essa altura a partir de uma série de dados históricos de 40 anos (1977 a 2017) medidos em uma altura de 7,43 m (Estação meteorológica OM:08798, Latitude: -7,1°; Longitude: -34,86°, situada no Laboratório de Energia Solar, LES/UFPB). As dimensões são resultado da aplicação do código DART - DARrieus Turbine (Strickland, 1975), que utiliza o método de múltiplos tubos de corrente, em associação com o procedimento de otimização de projeto de rotores desenvolvido por Brusca *et al.* (2014).

O tratamento estatístico dos dados revelou uma velocidade média do vento local de 3,07 m/s para a altura de 7,43 m do solo. Nessa altura, a probabilidade de ocorrência dessa velocidade média é de cerca de 32,38% e a densidade de potência eólica disponível é de

25,71 W/m². Assim, para cada metro quadrado de rotor instalado em João Pessoa, na altura de referência, está disponível, em média, 25,71 W de potência eólica. O teor médio anual obtido foi 221,21 kWh/(m².ano), de maneira que, em um ano e para cada metro quadrado de rotor, dispõe-se de, no máximo, 221,21 kWh de energia eólica.

Deve-se lembrar que esses valores são relacionados à energia disponível para extração, e não ao valor máximo que uma turbina poderia extrair (limite de Betz). Assim, cada turbina/aerogerador extrairá uma quantidade de energia que estará associada à qualidade do projeto aerodinâmico da turbina eólica.

A Tabela 3 apresenta as características básicas do vento local em outras alturas, em especial para a altura de 100 m, valor no qual baseou-se o presente estudo para análise da turbina. Assim, dos resultados dessa tabela, considerou-se uma velocidade de corrente livre de 5,56 m/s.

Tabela 3 - Caracterização do vento em João Pessoa, em função da altitude
(baseada em dados históricos entre 1977 e 2017).

Altura - z (m)	Velocidade Média - V_{med} (m/s)	Probabilidade de Ocorrência - f (%)	Densidade de Potência - P_v (W/m ²)	Teor de Energia Anual - TEA (kWh/m ² .ano)
7,43	3,07	32,38	25,71	221,21
25	4,23	23,49	67,27	589,36
50	4,89	20,31	104,13	912,15
75	5,28	18,82	130,90	1.146,66
100	5,56	17,89	152,44	1.335,40

Uma vez que o objetivo do trabalho de Oliveira Junior (2021) era testar, em um túnel aerodinâmico, um modelo em escala reduzida de um rotor que pudesse ser instalado nas condições acima estabelecidas, e uma vez que as dimensões e condições operacionais do túnel de vento eram limitadas (seção quadrada de 40 cm x 40 cm, e velocidade máxima de 20 m/s), uma análise de similaridade restringiu as dimensões/condições àquelas apresentadas na Tabela 2, para uma velocidade de escoamento livre no túnel de $V_\infty = 15,89$ m/s e potência de extração de 25 W apenas.

Nessas condições, o presente trabalho visa estudar este rotor, com e sem a influência de seu eixo, comparando os resultados obtidos com o modelo simplificado de múltiplos

tubos de corrente com aqueles obtidos por meio de um modelo bidimensional baseado em dinâmica dos fluidos computacional (CFD), que usa o método dos volumes finitos e o modelo turbulento $k-\omega$ SST, a fim de determinar sua curva de coeficiente de potência (C_p) *versus* a relação velocidade da ponta da asa (λ).

O código DART, desenvolvido por Strickland (1975) e baseado no modelo de múltiplos tubos de corrente, foi modificado no presente trabalho para realizar as análises simplificadas no rotor do tipo H. Esse código requer como dados de entrada o perfil aerodinâmico empregado nas pás, o número de pás (N), a relação de aspecto da turbina (HR) e a solidez/solidicidade (σ). Com essas informações, o código avalia a eficiência de rotores (curva de coeficiente de potência *versus* velocidade de ponta de asa) para um determinado número de Reynolds (Re), o qual pré-define os coeficientes aerodinâmicos do perfil das pás. Com essa curva, é possível identificar em qual velocidade de ponta de asa o rotor produzirá a máxima potência. Assim, após obtenção dessas informações, o código permite ao usuário avaliar a corda do perfil aerodinâmico (c) e o raio do rotor (R), para a velocidade de corrente livre especificada, V_∞ .

Por outro lado, uma vez que, na situação de projeto, as dimensões do rotor não conhecidas, a sua solidez e o número de Reynolds não podem ser conhecidos, *à priori*. Dessa forma, Brusca *et al.* (2014) propuseram um procedimento de otimização para projeto de rotores de tal forma que é possível obter uma geometria otimizada de rotor (raio, R e corda do perfil, c), sua condição de rotação, e a sua curva de coeficiente de potência (C_p) *versus* relação da velocidade da ponta da asa (λ), variando-se a solidez e o número de Reynolds, que apresente o maior coeficiente de potência para as condições de vento e potência requerida pré-estabelecidas (BRUSCA *et al.*, 2014).

A metodologia descrita acima oferece uma primeira estimativa das dimensões do rotor de uma turbina usando uma abordagem simplificada que, embora muito útil, não leva em consideração vários fenômenos importantes. Assim, o código CFD Fluent® (ANSYS, 2013), o qual, baseado no método dos volumes finitos (MVF), resolve as equações de transporte de massa, quantidade de movimento, energia e quantidades turbulentas. Por simplicidade, no presente trabalho, a análise fluidodinâmica computacional transiente é realizada assumindo que o rotor é tratado como uma geometria bidimensional.

Apesar de ser bidimensional, esta metodologia incorpora a maioria dos efeitos que não são levados em consideração na metodologia anterior, como os efeitos da esteira nas pás

na região posterior ao centro do rotor, o estol dinâmico e os efeitos da curvatura do escoamento (BALDUZZI *et al.*, 2016).

Balduzzi *et al.* (2016) também afirma que para algumas aplicações, a aproximação 2D também pode ser usada com sucesso para estimar o desempenho do rotor. As análises tridimensionais são utilizadas apenas quando se deseja um maior nível de precisão na estimativa do coeficiente de potência, onde alguns efeitos que não são analisados no modelo 2D devem ser computados.

O estudo de CFD se inicia com a determinação do tamanho do domínio fluido para minimizar a influência das extremidades do volume de controle no escoamento ao redor do rotor. As dimensões do domínio adotadas no presente trabalho são baseadas nas recomendações encontradas no trabalho de Bianchini *et al.* (2015), cujas relações dimensionais tomam como base o diâmetro do rotor, D , (a escala de comprimento característica) e estão ilustradas na Figura 44.

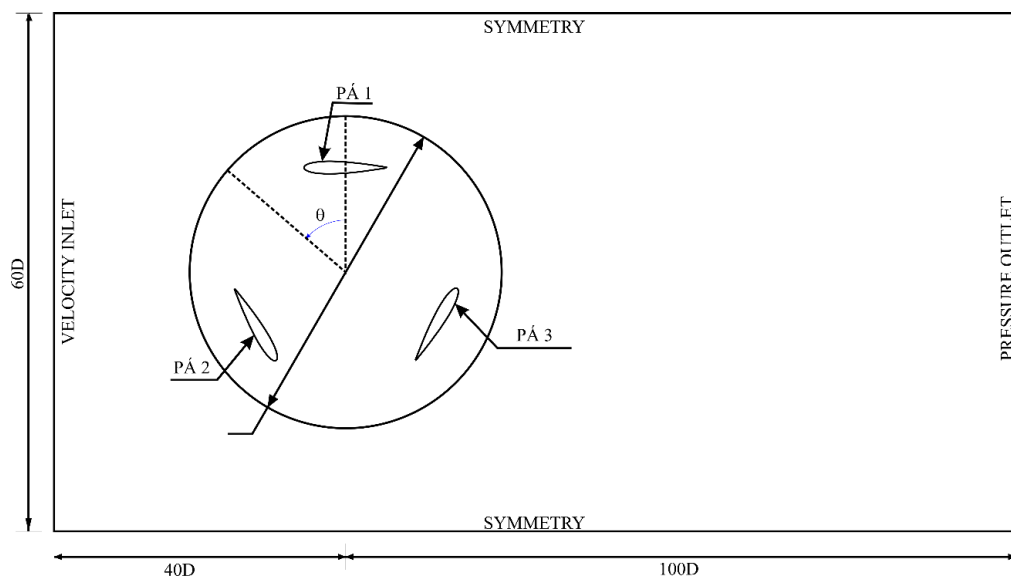


Figura 44 - Dimensões do domínio

O domínio fluido é dividido em duas partes: uma estática e outra dinâmica (onde está inserido o rotor, e cujas dimensões foram obtidas pela metodologia simplificada anterior). Os dois domínios devem ser conectados por meio de uma interface que compartilhará as informações do escoamento de um domínio para o outro. Além disso, o domínio dinâmico deverá rotacionar com a velocidade de rotação para o qual o rotor será analisado (também obtida pela metodologia anterior). Para levar em conta essa rotação, emprega-se o conceito de malha deslizante (*sliding mesh*).

Para modelar a turbulência do escoamento em TEEVs, Balduzzi *et al.* (2016) recomendam o modelo de duas equações de transporte $k-\omega$ SST, pois, em seu trabalho, foi o modelo que apresentou melhor estabilidade numérica e uma maior concordância com os dados experimentais.

O modelo $k-\omega$ SST é um modelo que emprega a formulação $k-\omega$ nas regiões mais próximas das paredes (partes mais internas da camada limite), de maneira que é possível a sua integração direta através da subcamada viscosa até a parede, sem a necessidade do uso de funções de amortecimento, e que é substituída pela formulação $k-\varepsilon$ em regiões de corrente livre, mais distante da parede (região mais externa da camada limite), evitando o problema comum do modelo $k-\omega$ original, que é a sua elevada sensibilidade ao nível de turbulência da corrente livre. Logo, o modelo de turbulência $k-\omega$ SST reúne as vantagens de cada formulação em um mesmo modelo, sendo o escolhido para modelar a turbulência presente no escoamento em turbinas eólicas.

No Fluent®, o usuário deve também escolher o algoritmo de resolução do problema do acoplamento pressão-velocidade. Balduzzi *et al.* (2016) testaram três algoritmos (SIMPLE, PISO e *Coupled*) para resolver esse acoplamento no escoamento em turbinas. Segundo esses autores, o algoritmo de melhor performance foi o SIMPLE, uma vez que o mesmo possui uma implementação mais fácil e apresenta melhor estabilidade para esse tipo de escoamento, sendo o algoritmo padrão do código Fluent®. Não obstante, como Wang *et al.* (2012) já empregavam o algoritmo SIMPLEC (reduz a sub-relaxação requerida pelo algoritmo SIMPLE) em análises de uma turbina eólica de eixo vertical e, uma vez que o presente autor já possuía experiência com o algoritmo SIMPLEC, ele foi o escolhido para resolução do acoplamento pressão-velocidade. Maiores informações sobre o acoplamento pressão-velocidade podem ser encontradas em Maliska (1995).

Ainda segundo Balduzzi *et al.* (2016), a discretização das equações de Navier-Stokes é feita com base em esquema de segunda ordem, tanto nos termos temporal quanto espaciais. Os autores indicam que o esquema *upwind* de segunda ordem deve ser preferido, devido a melhor estabilidade e acurácia da solução. Foi imposta uma tolerância de 10^{-5} para todos os resíduos das variáveis de cálculo (massa, componentes de velocidade, pressão e turbulência) e um limite de 100 iterações por intervalo de tempo, valor bem superior ao necessário para convergência dos casos estudados (em média 37 iterações por passo de tempo).

As propriedades do ar (que flui através do domínio) foram definidas para os valores padrão presentes no banco de dados de materiais do Fluent®. As condições de contorno

foram definidas como velocidade imposta na entrada do domínio, com uma magnitude de velocidade normal ao contorno de 15,89 m/s. Em relação à turbulência, foram adotados os valores padrão do Fluent® (intensidade da turbulência de 5% e taxa de viscosidade de 10) onde requeridos. Na saída do domínio, uma condição de saída de pressão relativa foi definida (pressão relativa manométrica igual a 0 Pa). A condição de simetria foi aplicada nas laterais do domínio, conforme recomendado por Bianchini *et al.* (2015).

A região circular em que as pás foram inseridas é um domínio rotativo com a mesma velocidade angular das pás ($\omega = 3.243,8$ RPM). Para que o subdomínio rotativo possa girar, duas malhas distintas devem ser criadas para cada um dos subdomínios, de modo que uma condição de interface deve ser definida entre elas. No presente trabalho, foi utilizada a condição de interface padrão do Fluent®. Nas superfícies das pás (perfis aerodinâmicos), foi imposta uma condição de parede móvel com velocidade angular zero em relação ao subdomínio circular.

O processo de geração da malha foi efetuado no ANSYS® *Meshing*. Uma malha não estruturada foi criada para cada subdomínio separadamente, com cuidado adicional de que os nós de interface entre os dois subdomínios coincidisse, para uma melhor performance do algoritmo de interpolação dos resultados entre cada lado da interface deslizante.

A ferramenta *inflation* foi aplicada à superfície do aerofólio e a espessura da primeira camada da malha (ΔS) foi calculada para satisfazer a condição $y^+ \approx 1$ no primeiro volume de controle (y_1^+) junto à parede do aerofólio (Equação 3.1), valor recomendado para ser utilizado quando se emprega modelos de turbulência que são integrados até a parede, como o modelo $k-\omega$ SST. A discretização próximo às pás foi realizada de tal maneira que um total de 40 camadas, com uma taxa de expansão de 1,1 (valor recomendado pelo Fluent®), foi imposto à ferramenta *inflation*.

$$\Delta S = \frac{y_1^+ \mu}{\rho u^*} \quad (3.1)$$

Onde μ e ρ são a viscosidade dinâmica e a massa específica do fluido, respectivamente e u^* é a velocidade de atrito, que pode ser calculado pela Equação 3.2, onde τ_w é a tensão de cisalhamento na parede.

$$u^* = \sqrt{\frac{\tau_w}{\rho}} \quad (3.2)$$

Assim, tendo especificado as propriedades do fluido e o valor mínimo para y_1^+ , necessita-se de uma estimativa para a tensão de cisalhamento na parede para determinação, *à priori*, de uma estimativa para a altura do primeiro elemento de malha.

Essa estimativa é avaliada no Fluent® a partir da avaliação de um número de Reynolds característico e de uma expressão para avaliação do coeficiente de atrito (e logo, da tensão de cisalhamento na parede) sobre uma placa plana, considerando uma região completamente turbulenta.

A discretização realizada para o domínio fluido, A, (região estática e região em rotação) é ilustrada na Figura 45. Na região do subdomínio rotativo (B), onde circulam as pás do rotor, foi aplicada uma malha mais fina, pois nessa área os gradientes de pressão e velocidade são maiores (LANZAFAME *et al.*, 2014). As regiões próximas às superfícies dos perfis aerodinâmicos são ainda mais refinadas (C), tendo os seus volumes de controle recebido o processo de *inflation* para atender aos requisitos de resolução adequada da modelagem da turbulência do escoamento sobre o rotor. Volumes de controle com elementos tetraédricos (2D triângulos, tri) e hexaédricos (2D quadriláteros, quad) foram utilizados para compor a malha final.

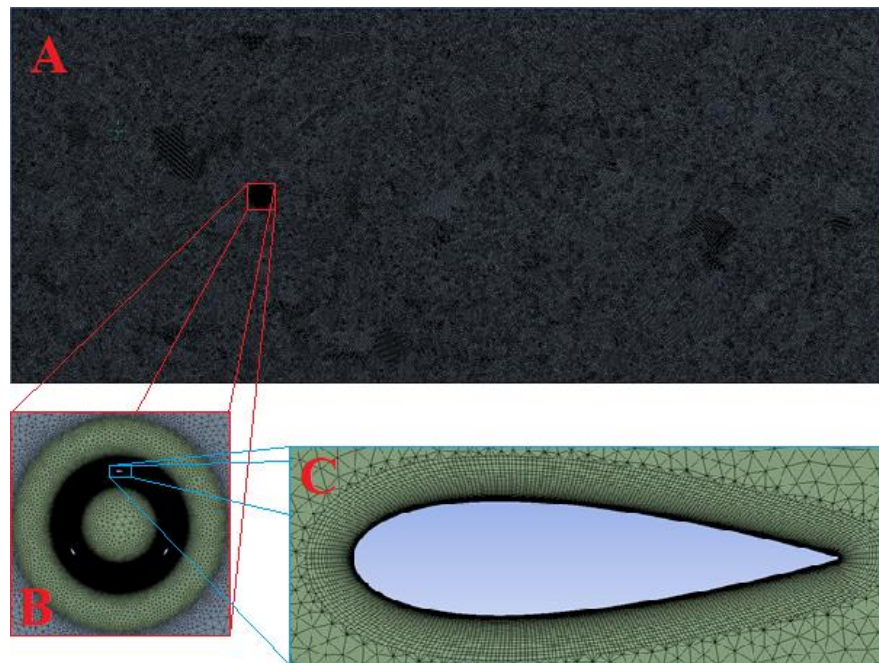


Figura 45 - Detalhes da malha empregada para discretizar o domínio fluido:
a) Domínio completo, b) Região próxima ao rotor, c) Região em torno de uma pá.

A Figura 46 demonstra que a discretização realizada para as regiões próximas às superfícies superior e inferior do perfil aerodinâmico empregado para a pá do rotor eólico atende ao requerimento $y_1^+ \cong 1$, ao longo de todo o comprimento de cada perfil.

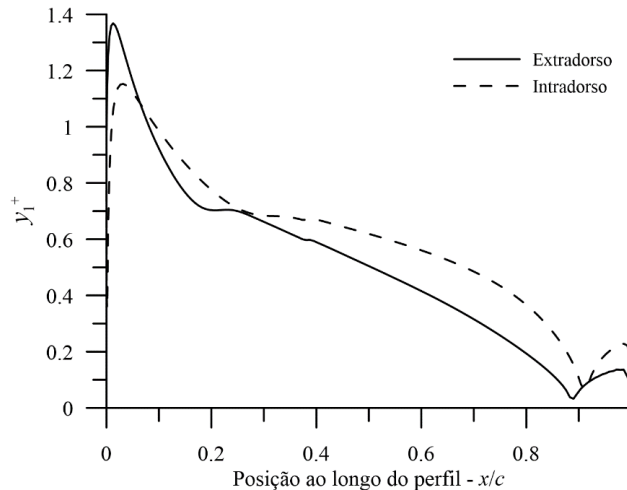


Figura 46 – Valor de y_1^+ ao longo das superfícies superior e inferior do perfil aerodinâmico.

Segundo o Fluent® (ANSYS, 2013), a qualidade da malha gerada tem grande papel na precisão e estabilidade dos cálculos numéricos realizados em uma simulação CFD. Para verificar a qualidade da malha obtida, foram verificados mais três parâmetros que são utilizados como métrica de qualidade de malhas, além do tamanho do primeiro elemento próximo às superfícies. São eles: ortogonalidade, razão de aspecto e *skewness*.

A ortogonalidade representa o quão estão próximos de 90° os ângulos formados por dois volumes de controle adjacentes de uma malha. Em uma escala que varia de 0 a 1, a ortogonalidade avalia o ângulo entre o vetor normal à aresta entre dois elementos e o vetor que liga o centroide desses dois elementos. Na prática, quanto mais próximos forem esses dois vetores, mais a qualidade ortogonal se aproxima de 1 e menor é a quantidade de erros associados à difusão numérica. Ou seja, quanto mais próximo de 1, melhor é condição de ortogonalidade da malha empregada para discretizar o domínio.

A Figura 47 mostra os valores de qualidade ortogonal obtidos para a malha gerada e empregada na presente análise. Pode-se ver que a grande maioria dos elementos da malha (sejam tetraédricos ou hexaédricos) tem valores próximos a 1 (acima de 0,95), e alguns poucos elementos com a ortogonalidade em torno de 0,85, o que indica uma malha com um bom número de elementos ortogonais.

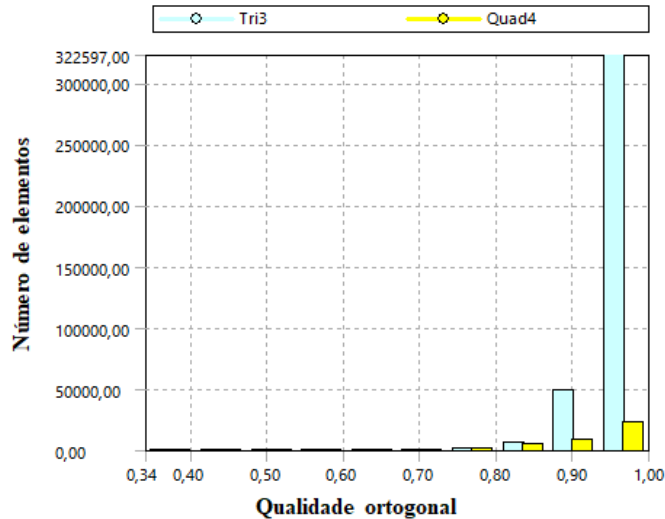


Figura 47 – Ortogonalidade dos volumes de controle da malha empregada.

Por sua vez, a razão de aspecto é um parâmetro que mede o alongamento dos elementos da malha. Elementos que possuem uma razão de aspecto igual a 1 são elementos equiláteros, que possuem melhor qualidade para a solução numérica, sendo esse o valor ideal para todos os elementos da malha (ANSYS, 2021).

A Figura 48 mostra a razão de aspecto da malha adotada, onde se vê que a maior parte dos elementos possui uma razão de aspecto próxima a 1, o que indica que no geral o alongamento dos elementos é pequeno. Alguns elementos apresentam razão de aspecto acima da unidade uma vez que se trata de uma região curvilínea, o que propicia uma maior deformação dos volumes.

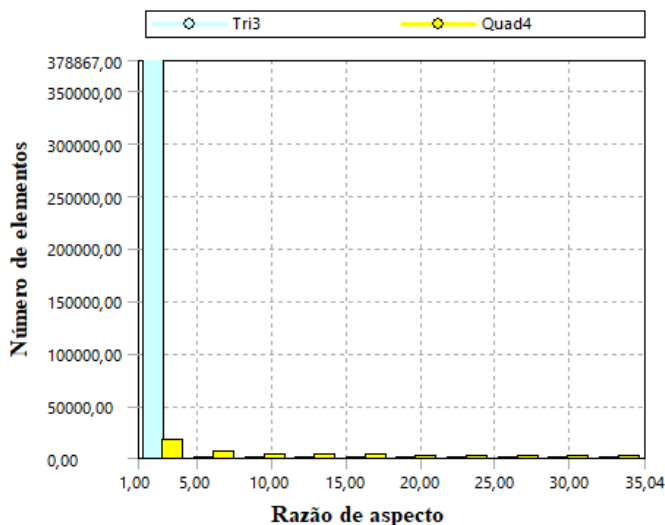


Figura 48 – Razão de aspecto dos volumes de controle da malha empregada.

O parâmetro de *skewness* indica o quão distorcidos estão os elementos da malha. De acordo com ANSYS (2013), o parâmetro de *skewness* varia em uma escala de 0 a 1, sendo caracterizado de acordo a Tabela 4.

Tabela 4 – Classificação do parâmetro *skewness* (Adaptado de ANSYS, 2013)

<i>Skewness</i>	Qualidade do elemento
1	Não Aceitável
0,9 - 1	Péssimo
0,75 - 0,9	Ruim
0,5 - 0,75	Aceitável
0,25 - 0,5	Bom
0 - 0,25	Excelente
0	Equilateral

A Figura 49 mostra os valores de *skewness* obtidos pela malha gerada. A partir do gráfico é possível notar que a maioria dos elementos da malha possuem uma classificação de *skewness* excelente, o que reafirma a qualidade da malha empregada para a solução numérica do problema proposto.

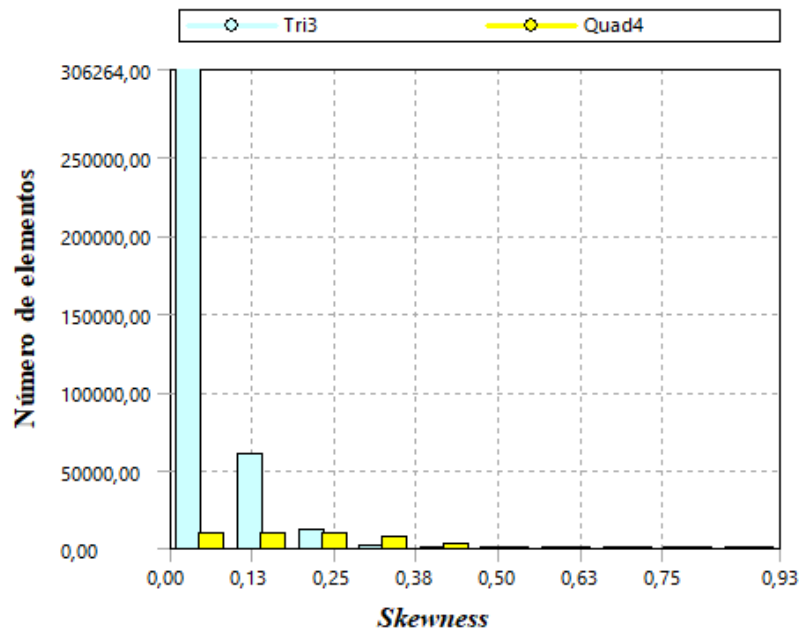


Figura 49 – *Skewness* dos volumes de controle da malha empregada.

Em relação à discretização temporal, foram realizados estudos de convergência do coeficiente de potência em função do tamanho do passo de tempo e do número de rotações

completas simuladas para se atingir um comportamento periódico estável. Segundo Rogowski (2019), para o tipo de simulação que se apresenta no presente trabalho, normalmente não são necessárias mais do que 10 rotações para que o valor de torque obtido se repita nas voltas seguintes. Comentários adicionais sobre a discretização temporal e espacial serão disponibilizados no capítulo seguinte, quando da discussão dos resultados.

CAPÍTULO IV

4 RESULTADOS

4.1 ANÁLISE DE CONVERGÊNCIA NUMÉRICA

Inicialmente, o presente trabalho estabeleceu as condições numéricas necessárias para que os resultados apresentados fossem considerados convergidos. A variável de projeto escolhida para tal análise foi o coeficiente médio de potência, C_p . Espera-se que com a convergência numérica dessa variável, todas as demais possam ser consideradas convergidas, pelo menos, para uma situação de engenharia. Normalmente, adota-se que as simulações sejam consideradas convergidas quando as diferenças no torque no eixo do rotor sejam menores do que 1%.

De forma a simplificar o estudo de convergência da malha, foram realizadas alterações em uma malha espacial com número de elementos/volumes considerado adequado para as simulações iniciais. Em seguida, fez-se variar o número de divisões na superfície do aerofólio das pás, N_d , sempre atendendo as restrições impostas pelas métricas de malha (ALSABRI *et al.*, 2019). O presente trabalho se guiou nas orientações de Balduzzi *et al.* (2016), que apontaram, em seu trabalho numérico sobre performance de TEEVs, que o número de divisões na superfície do perfil aerodinâmico das pás de uma turbina poderia variar entre 200 e 2.000. Dessa forma, as malhas foram obtidas como função da discretização superficial dos perfis aerodinâmicos: (M1: $N_d=150$, Nós=208.219, Elementos=395.551), (M2:

$N_d = 200$, Nós = 215.527, Elementos = 402.017), (M3: $N_d = 250$, Nós = 220.836, Elementos=408.485), (M4: $N_d=300$, Nós=227.286, Elementos=415.235), (M5: $N_d=350$, Nós=233.395, Elementos=421.303) e (M6: $N_d=400$, Nós=239.703, Elementos=427.769).

Em relação à discretização temporal, buscou-se avaliar um passo de tempo que estivesse associado à rotação definida para o rotor. Esse procedimento deve ser efetuado para garantir que o intervalo de passo de tempo utilizado proporcione a captura adequada dos efeitos físicos presentes no escoamento. Assim, a discretização temporal foi realizada

em termos de variação angular do rotor ($\Delta\theta$) necessária para o rotor avançar uma certa porção de volta completa em torno de seu eixo.

Balduzzi *et al.* (2016) apontam que os valores mais comuns utilizados nesse tipo de análise variam entre 2,0% e 0,5% de uma rotação completa do rotor. Essa faixa deve garantir um perfil de torque no eixo da turbina estável e repetitivo após 4 a 15 voltas. Logo, os seguintes valores de $\Delta\theta$ foram considerados nessa análise: 2%, 1%, 0,5%, 0,2% e 0,1% de volta, que correspondem às seguintes variações angulares: 7,2°, 3,6°, 1,8°, 0,72° e 0,36°, respectivamente. Assim, o passo de tempo, em segundos, será calculado automaticamente pela rotação especificada para o rotor. Para a rotação especificada no Capítulo 3 ($\omega = 3.243,8$ RPM), os passos de tempo serão: $\Delta t = 60\Delta\theta/\text{RPM} = 0,1333, 0,06659, 0,03329, 0,01332, 0,006659$ segundos.

Por fim, como a curva de coeficiente de potência depende da razão de velocidade de ponta de asa, λ , escolheu-se o valor $\lambda = 3$ para todas as análises de convergência, a não ser onde explicitamente especificado.

O gráfico apresentado na Figura 50 mostra a variação do coeficiente de potência médio (C_p) da turbina com o número de divisões da malha sobre a superfície do perfil aerodinâmico da pá (N_d). A discretização angular foi tomada como $\Delta\theta = 0,5\%$ de volta (1,8°), e os resultados da figura revelam que, a partir de 300 divisões (malha M4), pode-se considerar que o coeficiente de potência médio atingiu a convergência ($C_p = 0,26$).

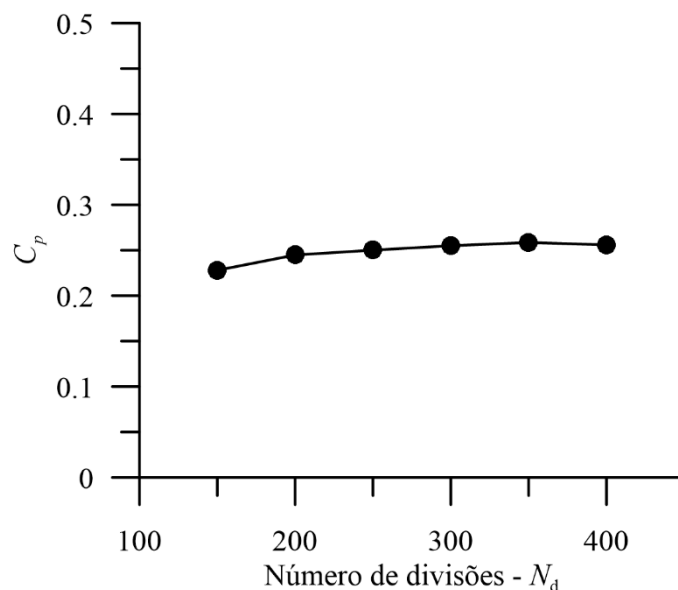


Figura 50 – Coeficiente de potência médio *versus* número de divisões do perfil.

A Figura 51, por sua vez, ilustra o comportamento de convergência do coeficiente de potência médio da turbina (C_p) em relação ao tamanho do intervalo de tempo (intervalo angular), considerando que a malha mais grosseira ao redor do perfil da pá possui $N_d = 150$ divisões (malha M1).

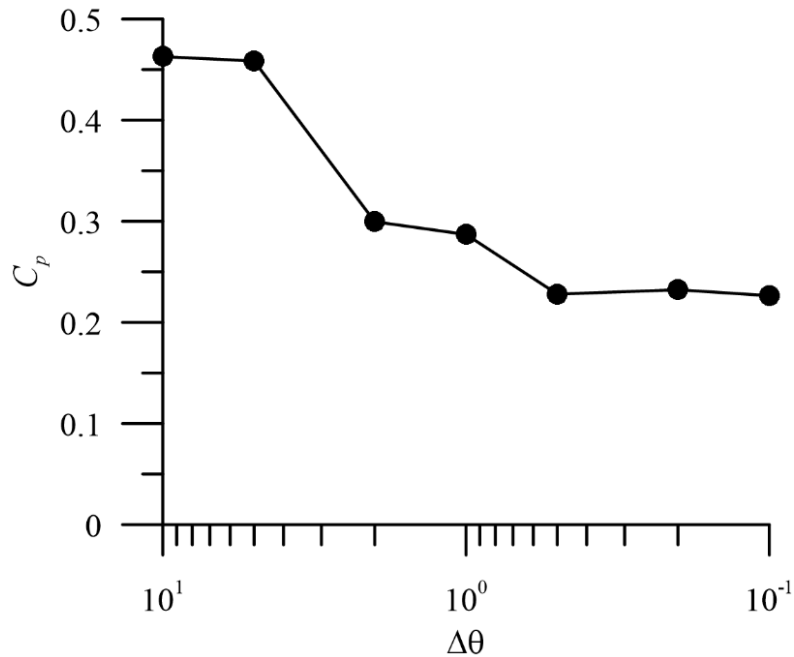


Figura 51 – Coeficiente de potência médio (C_p) versus discretização angular ($\Delta\theta$)

Pela Figura 51, percebe-se que, como esperado, quanto menor o tamanho do intervalo de tempo, mais o coeficiente de potência se aproxima da convergência, uma vez que, quanto maior a discretização angular, maior será a precisão na captura do comportamento da região da esteira do perfil, onde muitos vórtices estão presentes. A Figura 51 revela que para $\Delta\theta$ menores que 0,5% (que equivale a 1,8°), os resultados para o coeficiente de potência já podem ser considerados convergidos, com um valor de aproximadamente $C_p = 0,23$.

A pequena diferença entre os resultados pode estar associada à discretização local efetuada para a superfície do perfil aerodinâmico do rotor (N_d), uma vez que os resultados ilustrados na Figura 51 foram obtidos para a malha M1 ($N_d = 150$), enquanto que a Figura 50 mostra que, no mínimo, a malha recomendada é a M4 ($N_d = 300$ divisões).

Todas as simulações efetuadas para o rotor em estudo foram efetuadas no Fluent®, através da malha M4 ($N_d = 300$ divisões) e o intervalo de tempo para $\Delta\theta = 0,5\% = 1,8^\circ$.

4.2 ANÁLISE FÍSICA DOS RESULTADOS

A Figura 52 descreve a dinâmica do coeficiente de potência da turbina, C_p versus tempo, ilustrando os seus valores instantâneos, médio móvel e médio no último período (11ª volta).

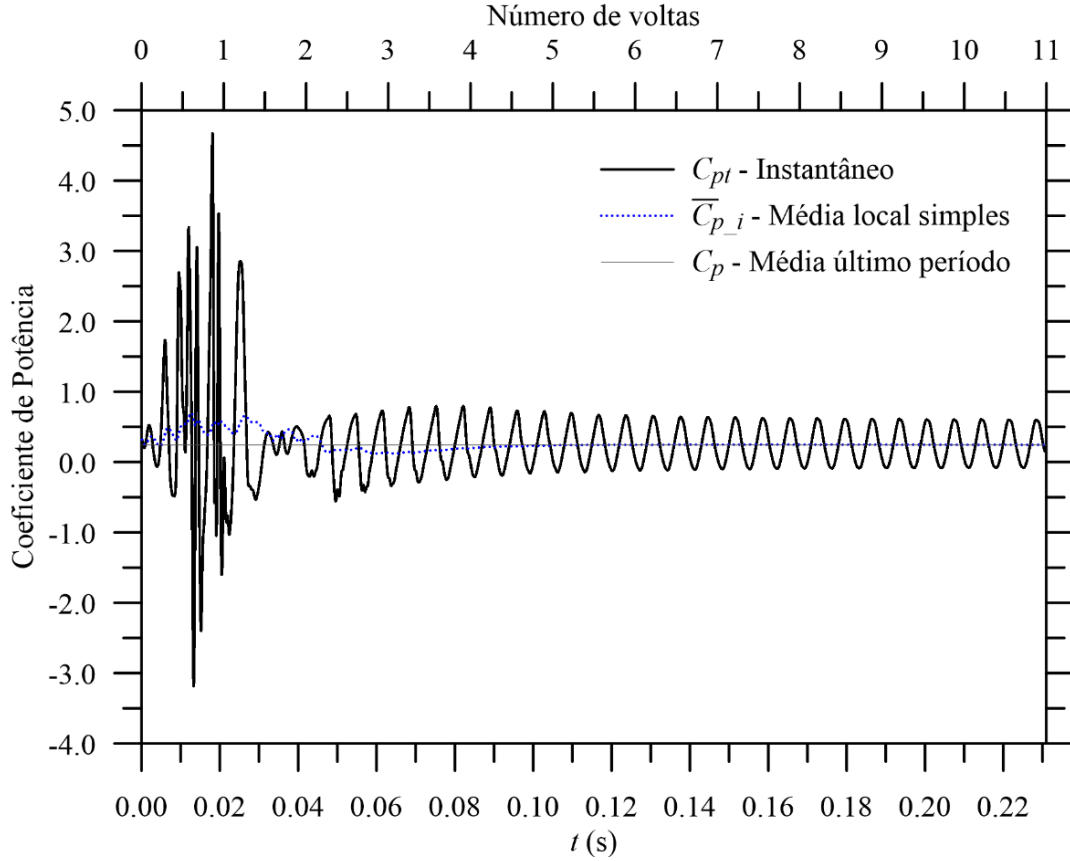


Figura 52 – Evolução dos coeficientes de potência ao longo do tempo.

O conceito de média móvel simples - MMS (linha pontilhada azul) é empregado para avaliar o coeficiente de potência médio. A MMS sobre uma sequência C_{p_i} ($i = 1, m$) de coeficiente de potência resulta na sequência das médias das subsequências de n elementos da sequência (período para o cálculo da média móvel), tal que $n < m$.

Dessa maneira, para uma sequência discreta de m elementos do coeficiente de potência instantâneo $C_p \equiv (C_{p_1}, C_{p_2}, \dots, C_{p_m})$, o cálculo de um termo qualquer da sequência resultante para a média móvel é dado por (CHOU, 1975):

$$\bar{C}_{p_i} = \frac{1}{n} \sum_{j=1}^n C_{p_i+j} \quad (4.1)$$

Do intervalo de tempo ($\Delta\theta = 0,5\% = 1,8^\circ$) escolhido para uma volta completa no rotor (ou seja, um período), o número de medições das subsequências será $n = 200$ medições. Agora para 11 voltas/rotações, a sequência resultante de dados é formada por $m = 2.200$ pontos, de maneira que a aplicação da Equação 4.1 é direta.

Um exame na Figura 52 revela que, no início da simulação, até o tempo 0,05 s (em torno de 2 voltas), observam-se grandes oscilações no valor do coeficiente instantâneo de potência. Obviamente, durante este intervalo de tempo, o escoamento não era bem representativo do comportamento periódico esperado, uma vez que as simulações consideram que o rotor parte do repouso. Após esse tempo, o coeficiente de potência começa a se comportar de maneira periódica, e ao se atingir o tempo de 0,13 s (cerca de 6 voltas), o escoamento no rotor já pode ser considerado periódico estável.

Uma maneira mais adequada para se determinar o número mínimo de voltas para que o coeficiente de potência apresente um comportamento periódico estável (de modo que a média obtida nessa região seja mais representativa do comportamento geral da turbina) é avaliar a média do coeficiente de potência por intervalos de volta (ou período) do rotor. Nessa situação, a definição da média será:

$$\bar{C}_{p_int} = \frac{1}{n} \sum_{j=1}^n C_{p_i+j_int} \quad (4.2)$$

onde $\bar{C}_{p_int}$ é o coeficiente de potência médio em cada intervalo e $C_{p_i+j_int}$ é o coeficiente de potência instantâneo discreto em cada intervalo.

A Figura 53 ilustra a dinâmica do coeficiente médio de potência avaliado por intervalo de volta (Equação 4.2) em função do tempo (ou número de voltas). Como se pode ver, o uso dessa média é mais adequado para a análise do coeficiente de potência da turbina. Vê-se, claramente, que a partir da 6ª volta do rotor, o coeficiente de potência obtido por essa forma já é representativo, sendo avaliado como $C_p = 0,24$.

O comportamento de convergência apresentado está alinhado com os resultados de Rogowski (2019), o qual apontou que apenas cerca de 10 rotações completas seriam necessárias para que o valor do coeficiente de potência da turbina Darrieus tipo H estudada em seu trabalho atingisse a convergência.

Assim, no presente trabalho, quando não explicitamente especificado, adotou-se 11 como o número de voltas/rotações suficientes para avaliação dos parâmetros médios do escoamento.

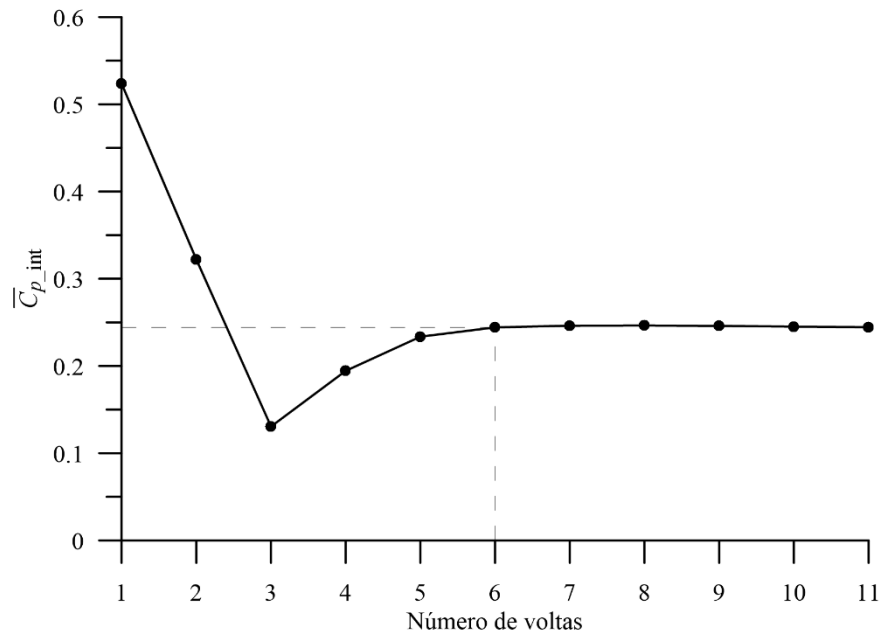


Figura 53 – Evolução do coeficiente médio de potência com o número de voltas.
Média avaliada por períodos de volta.

Observa-se ainda nessa figura que o coeficiente de potência avaliada por período de volta apresenta uma descontinuidade do tipo C_2 , sendo associada à grande oscilação do coeficiente de potência instantâneo nas primeiras três voltas efetuadas pelo rotor. Uma ampliação da curva de coeficiente médio de potência (baseada na média móvel), ilustrada na Figura 54, demonstra exatamente a origem desse fenômeno para o caso estudado.

Um exame dessa figura mostra que as médias para as duas primeiras voltas são avaliadas acima do valor representativo da média do último intervalo. Por sua vez, a partir da segunda volta, os dados instantâneos passam a ficar abaixo dessa média, de maneira que o comportamento dos dados é exatamente aquele apresentado na Figura 53.

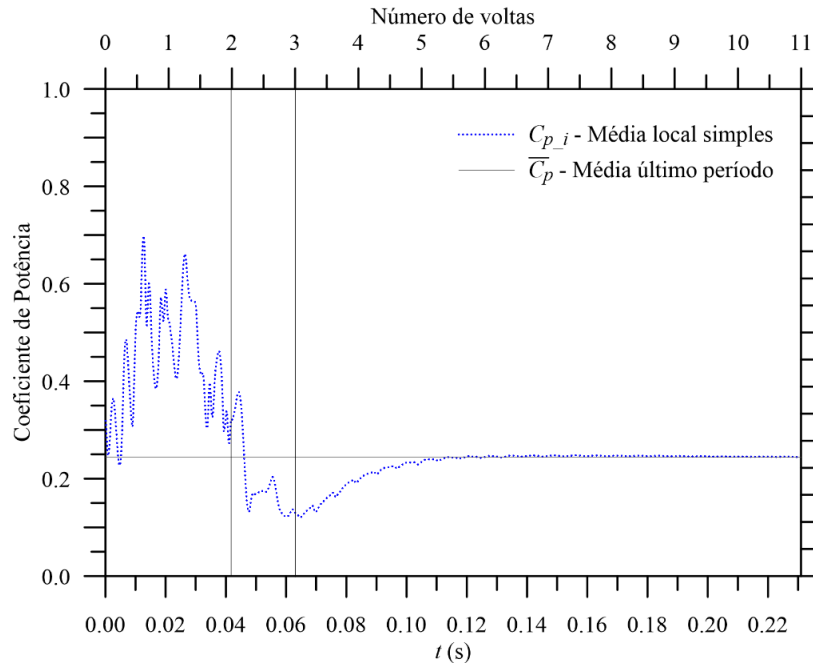


Figura 54 – Coeficiente médio de potência com o número de voltas por período.

A seguir, alguns resultados obtidos com o código DART serão ilustrados e comentados.

A Figura 55 mostra uma verificação do código desenvolvido por Strickland (1975), comparando os resultados retirados diretamente do artigo de Strickland (1975) com aqueles obtidos com o código implementado pela presente autora (que também foi modificado para análise de rotores H), para a turbina Darrieus de formato Troposkien cujos dados se encontram no referido artigo.

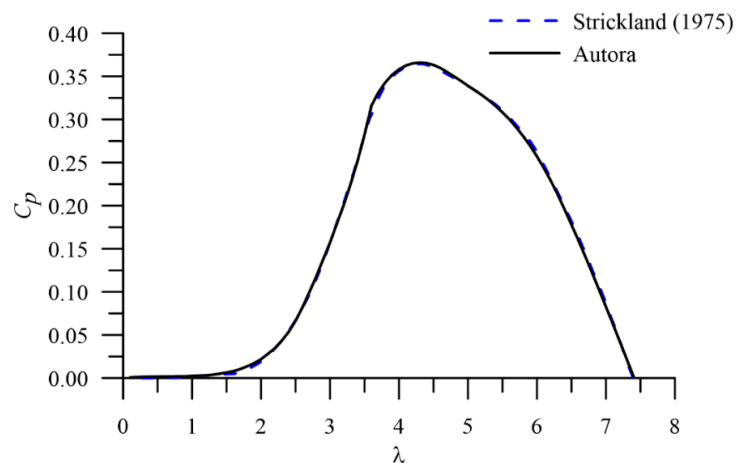


Figura 55 – Comparação para a curva de performance de uma turbina Darrieus entre os dados de Strickland (1975) e os obtidos com o código DART implementado no presente trabalho.

A curva obtida (coeficiente de potência, C_p , versus razão de velocidade de ponta de asa, λ) com o código implementado no presente trabalho coincide com os dados de Strickland, de maneira que o código pode ser considerado confiável para a simulação de rotores H.

A Figura 56 mostra uma comparação entre o comportamento das curvas de desempenho do rotor H em estudo (C_p versus λ) obtidos com o código DART e com a análise bidimensional de dinâmica dos fluidos computacional realizadas no Fluent®.

De acordo com essa figura, o coeficiente de potência máximo encontrado pela análise bidimensional do Fluent® foi $C_{pmax} = 0,24$ (correspondente a $\lambda_{max} = 3$) e $C_{pmax} = 0,29$ (correspondente a $\lambda_{max} = 3,4$), para o código DART. Assim, para a presente situação, o modelo simplificado de múltiplos tubos de corrente superestima tanto o coeficiente de potência quanto a razão de velocidade de ponta de asa na qual o coeficiente acontece.

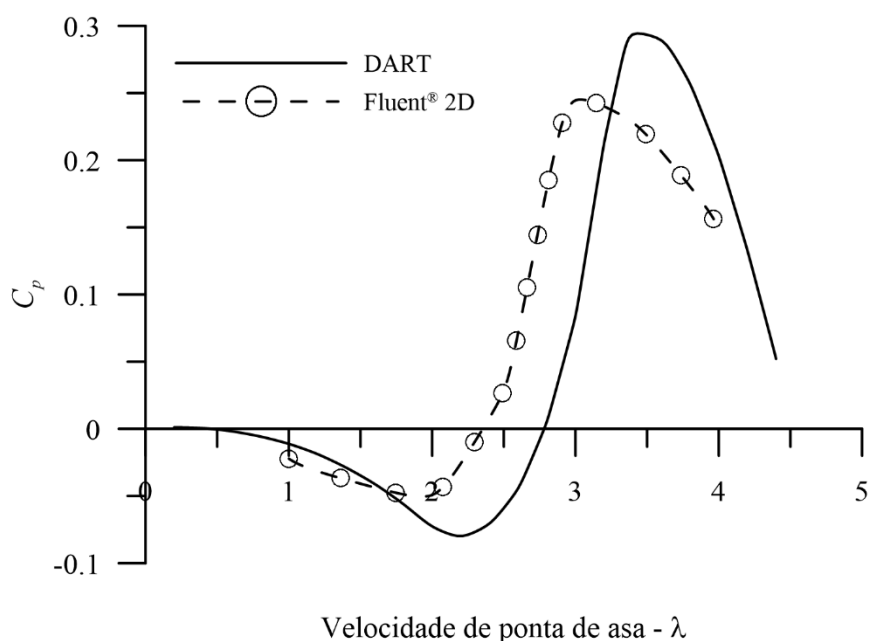


Figura 56 – Comparação da curva de eficiência (C_p versus λ) do rotor H em estudo para os dois métodos numéricos.

De maneira geral, pode-se dizer que, para uma primeira aproximação ou estimativa de performance, o modelo de múltiplos tubos de corrente implementado no código DART produz resultados satisfatórios, quando comparado ao modelo computacional bidimensional, embora seus resultados sejam superestimados em alguma extensão. Em outras palavras,

embora a física não seja completamente capturada pelo modelo simples, o comportamento global da performance do rotor é razoavelmente representado.

Por exemplo, os dois modelos matemáticos reproduziram o mesmo comportamento global esperado para esse tipo de rotor (os rotores de eixo vertical): a dificuldade que os mesmos têm em realizar a auto partida, ou seja, é impossível que o rotor estudado consiga sair do repouso, sem alguma influência externa, pois, para baixas razões de velocidade de ponta de asa, o coeficiente de potência se apresentou negativo.

Adicionalmente, as previsões obtidas com o modelo simplificado implementado no código DART são conservadoras em relação à auto partida, indicando que maiores razões de velocidades de ponta de asa ($\lambda = 2,8$), do que as obtidas pelo Fluent® ($\lambda = 2,3$), são necessárias que o rotor parta do repouso.

As Figuras 57 e 58 mostra outros aspectos do desempenho do rotor comparando os dois métodos utilizados. O gráfico mostra, de forma polar, uma comparação entre os dois métodos para o coeficiente de potência instantâneo do rotor, em função da posição angular do mesmo, ao longo de uma revolução completa (além dos coeficientes médios máximos para cada situação).

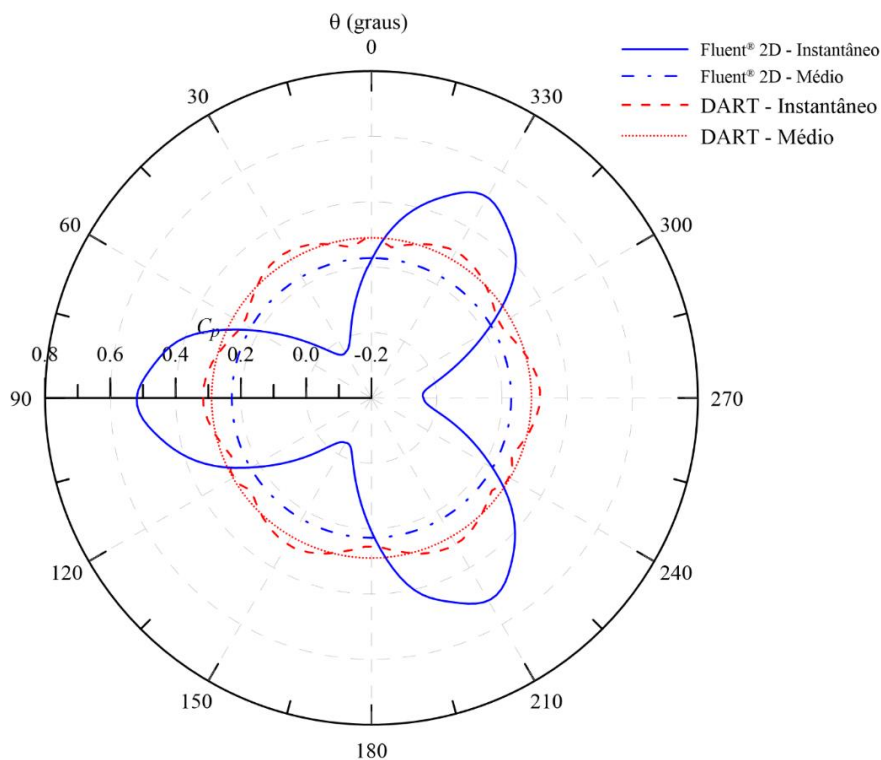


Figura 57 – Comparação do coeficiente de potência instantâneo em função da posição angular do rotor. $\lambda = 3,4$: Condição de máximo coeficiente de potência no DART.

A Figura 57 ilustra a comparação para a razão de velocidade de ponta de asa $\lambda = 3,4$ (para a qual o coeficiente de potência obtido no DART é máximo, $C_{pmax} = 0,29$), enquanto a Figura 58 ilustra a mesma comparação para a razão de velocidade de ponta de asa $\lambda = 3$ (para a qual o coeficiente de potência obtido no Fluent® é máximo, $C_{pmax} = 0,24$).

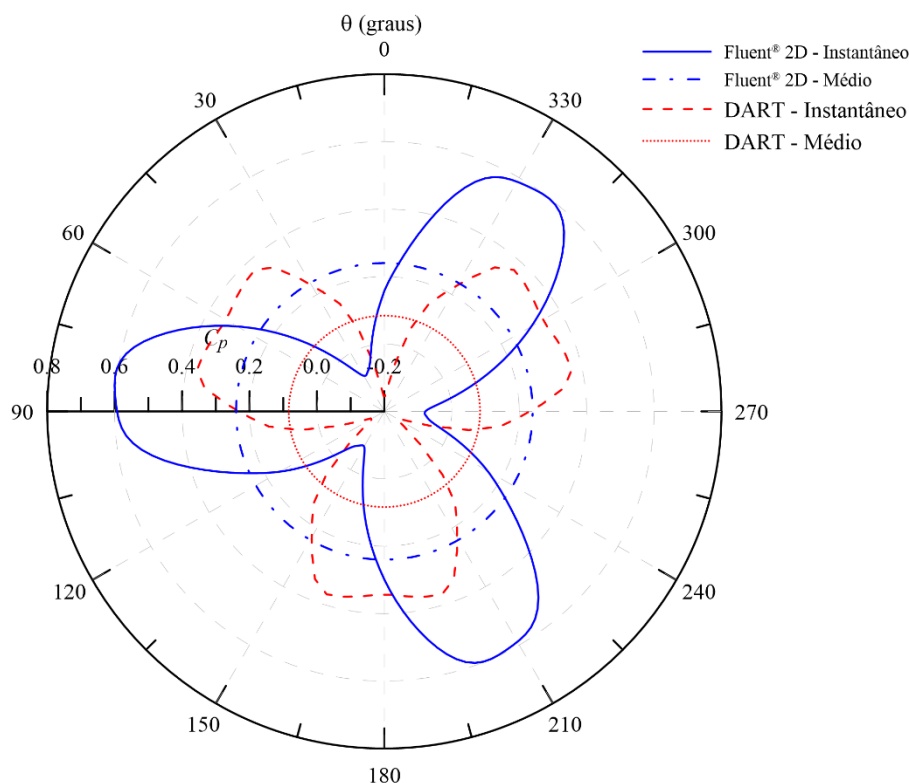


Figura 58 – Comparação do coeficiente de potência instantâneo em função da posição angular do rotor. $\lambda = 3$: Condição de máximo coeficiente de potência no Fluent®.

Nota-se, em ambas as figuras, uma defasagem angular (em torno de 30°) para as curvas de coeficiente de potência produzidos pelos dois modelos utilizados. Apesar de empregar um fator de correção para avaliar a influência da esteira de uma pá sobre as outras, essa correção não leva em conta todos os fatores associados ao escoamento na esteira associadas às pás do rotor, como é levado em conta no modelo do Fluent® (apesar da análise ainda ser bidimensional). A defasagem na magnitude já era esperada, tendo sido revelada na Figura 56.

Novamente, apesar disso, ambos os modelos apresentam resultados com comportamento operacionalmente semelhante (três máximos e três mínimos de coeficiente

de potência), de maneira que, como já mencionado, os resultados obtidos pelo código DART podem ser utilizados previamente como guia para um projeto mais detalhado.

Pode-se afirmar que, entre outros fatores físicos, a inserção do fator de correção do bloqueio do escoamento pelas pás e da correção do ângulo de ataque da pá sobre o escoamento, em cada posição angular, explicam o comportamento razoável de predição de variáveis de performance do código DART, para análises iniciais de turbinas eólicas de eixo vertical.

Por exemplo, a Figura 59 mostra uma comparação entre o ângulo de ataque da pá teórico, normalmente empregado em cálculos básicos, e àquele efetivamente calculado no código DART, para duas razões de velocidade de ponta de asa.

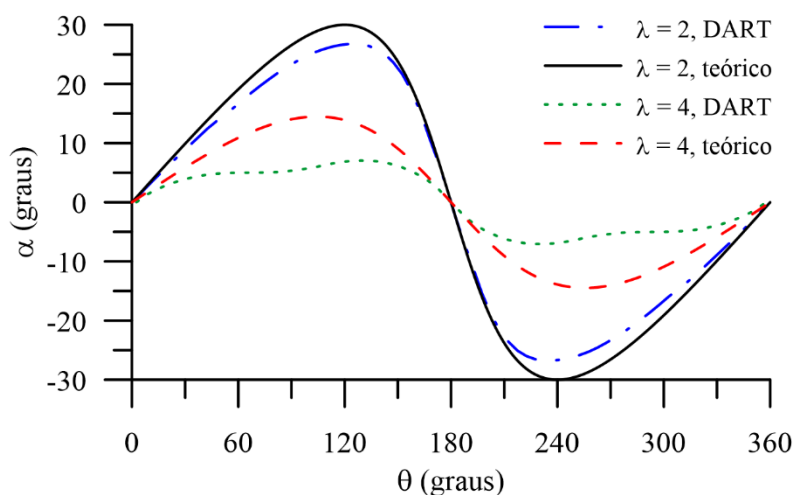


Figura 59 – Ângulo de ataque teórico e obtido pelo DART para cada posição angular da pá

O modelo matemático empregado no código DART faz uma importante correção na expressão que avalia o ângulo de ataque teórico: a velocidade relativa com a qual o fluido atinge o rotor é alterada tanto pela posição angular da pá, quanto pelo fator de bloqueio do rotor (que modifica a velocidade da corrente livre do escoamento). No cálculo teórico do ângulo de ataque, apenas a velocidade da corrente livre, sem correção, é empregada.

As Figuras 60 e 61 mostram o coeficiente de torque (C_t) (Equação 2.62) para cada pá ao longo de uma rotação completa, sendo a Figura 60 para $\lambda = 3$ e a Figura 61 para $\lambda = 2$. Esses valores representam, respectivamente as razões de velocidade de ponta de asa que correspondem aos coeficientes de potência máximo ($C_{pmax} = 0,24$) e mínimo ($C_{pmax} = -0,05$), obtidos pelo Fluent®, conforme a Figura 56.

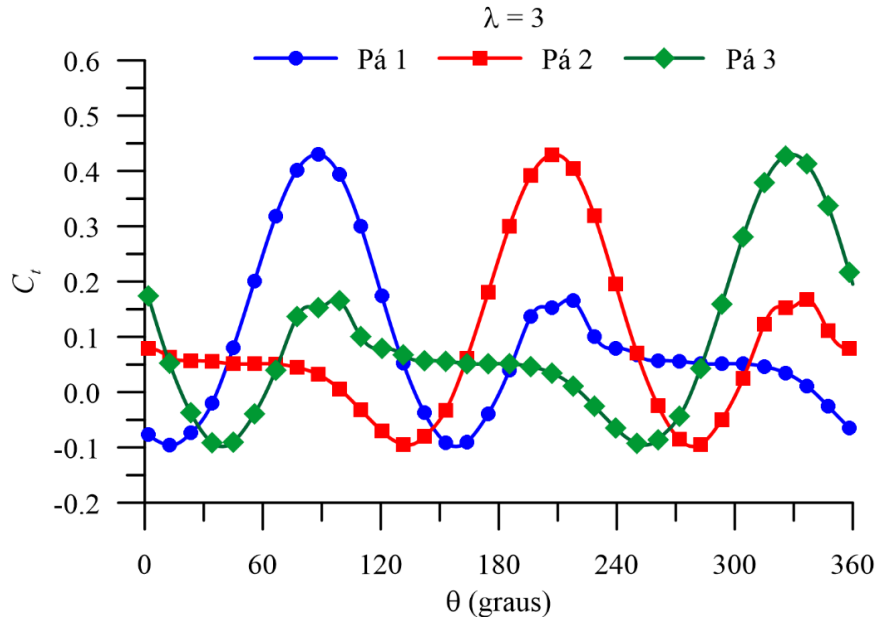


Figura 60 – Coeficiente de torque (C_t) versus posição angular (θ) para cada pá em $\lambda = 3$.

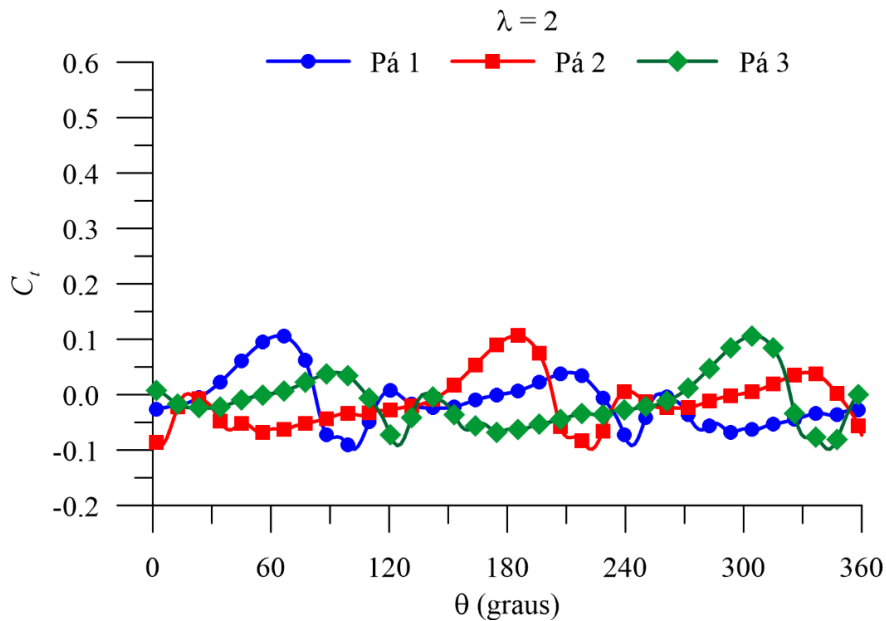


Figura 61 – Coeficiente de torque (C_t) versus posição angular (θ) para cada pá em $\lambda = 2$.

Na Figura 60, pode-se observar que a pá 1 possui um coeficiente de torque máximo ($C_t = 0,43$) na posição azimutal $\theta = 88,2^\circ$ e um segundo pico em $\theta = 216^\circ$ ($C_t = 0,17$). Existem duas regiões onde C_t é negativo, mas na maior parte da posição angular o coeficiente de torque contribui para a geração de energia. O mesmo comportamento é observado para as outras duas pás, com deslocamento de 120° para a pá 2 e 240° para a pá 3.

Agora, de acordo com a Figura 61, é possível observar que na maior parte da rotação, as pás produzem um coeficiente de torque negativo, resultando em um coeficiente de potência negativo nessa razão de velocidade de ponta de asa, como visto na Figura 56.

As Figuras 62 e 63 mostram os gráficos do coeficiente de potência instantâneo do rotor em sua forma polar para uma rotação completa, para o rotor completo e para uma pá apenas. Os resultados são ilustrados para as razões de velocidade de ponta de asa $\lambda = 3$ (Figura 62) e $\lambda = 2$ (Figura 63) que, como já identificados, correspondem às velocidades para coeficiente de potência máximo e mínimo, respectivamente.

O objetivo é demonstrar, além das faixas de produção de potência, a contribuição da produção de potência por apenas uma pá, em relação à turbina como um todo. Os resultados foram obtidos com o Fluent®.

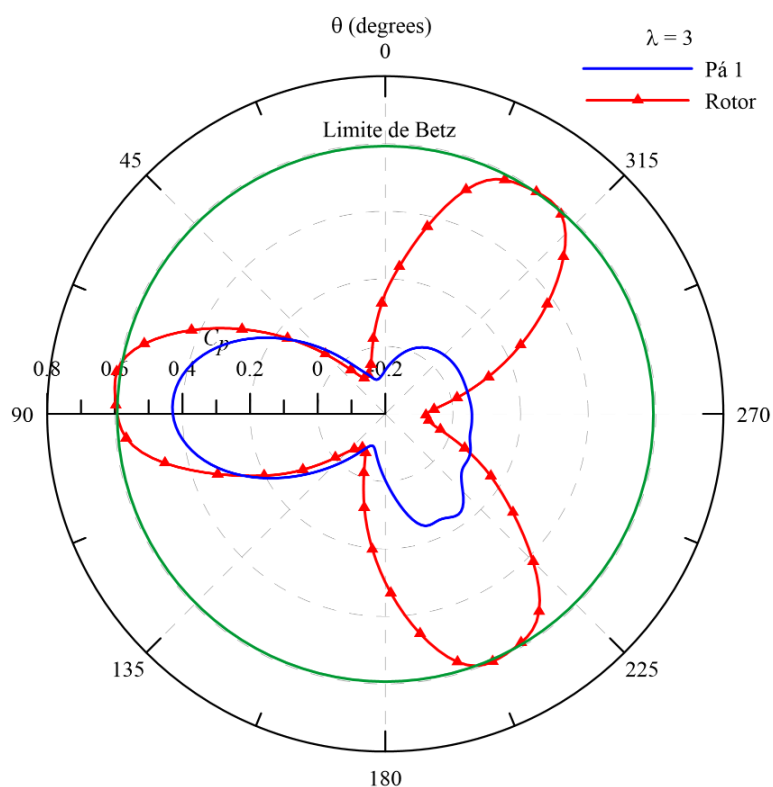


Figura 62 – Coeficiente de potência (C_p) *versus* ângulo azimutal (θ) para a pá 1 e para o rotor inteiro. $\lambda = 3$: Condição de máximo coeficiente de potência médio.

Conforme observado na Figura 62, existem três picos de coeficiente de potência defasados de 120° entre si, os quais correspondem às regiões onde o somatório de contribuição de cada pá é máximo. Pode-se ver que a localização do desempenho máximo da pá 1 ($88,2^\circ$) está ligeiramente deslocada da localização do desempenho máximo de um

dos picos de potência do rotor como um todo ($82,8^\circ$), de maneira que os picos de potência do rotor e das pás não coincidem. Observa-se, dessa figura ainda, que na razão de velocidade de ponta de asa avaliada, a produção de potência é majoritariamente positiva, contribuindo para um bom coeficiente de potência médio.

Por outro lado, a Figura 63, revela que para $\lambda = 2$, a contribuição de potência é majoritariamente negativa, tanto da pá quanto do rotor. Este fenômeno ratifica a observação de que este rotor é incapaz de gerar potência para baixas relações de velocidade de ponta.

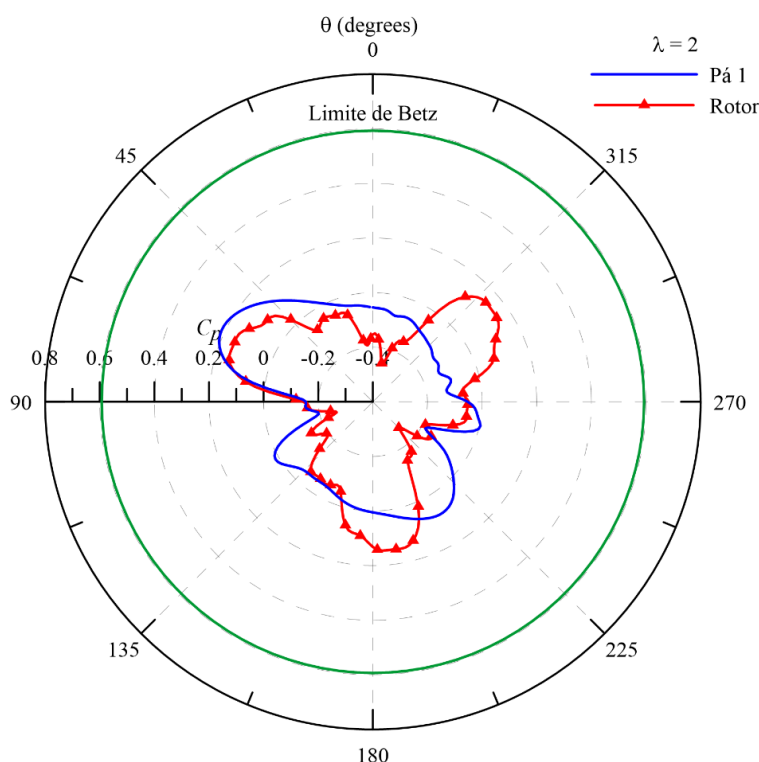


Figura 63 – Coeficiente de potência (C_p) versus ângulo azimutal (θ) para a pá 1 e para o rotor inteiro. $\lambda = 2$: Condição de coeficiente de potência médio mínimo.

Um comportamento que chama a atenção na Figura 62 é que o coeficiente de potência máximo instantâneo (função da posição angular do rotor) atinge um valor maior do que o limite de Betz ($C_{pmax} = 0,593$). De acordo com os resultados, na posição angular $\theta = 82,8^\circ$, $C_p(\theta) = 0,605$. Esse comportamento pode parecer estranho, uma vez que nenhuma máquina eólica deve possuir um coeficiente de potência maior do que o de Betz. No entanto, deve-se lembrar que esse resultado é instantâneo, e não médio, como é realizado na análise de Betz. De acordo com Castelli *et al.* (2011), esse comportamento pode estar relacionado à queda repentina de pressão ao redor da região muito próxima ao rotor, principalmente para a posição azimutal local máxima.

Para verificar a afirmação de Castelli *et al.* (2011), a Figura 64 disponibiliza os resultados para a superfície de pressão sobre a região de escoamento do rotor. A figura mostra uma representação tridimensional do contorno de pressão do escoamento para $\lambda = 3$. A Figura 65 é uma representação das curvas de pressão sobre uma linha reta que une a menor e a maior pressão sobre as superfícies do aerofólio (intradorso e extradorso).

Como se pode ver dessas figuras, realmente, existe um diferencial de pressão bem elevado entre as superfícies das pás do rotor, maximizado quando uma das pás (pá 1) se encontra na posição angular $\theta = 88,2^\circ$, localização em que o coeficiente de potência local ultrapassa o limite de Betz (de $P = 1.481$ Pa para $P = -4.813$ Pa). Essa queda local acentuada na pressão é a explicação levantada por Castelli *et al.* (2011), sendo aqui também aceita para explicar o fenômeno.

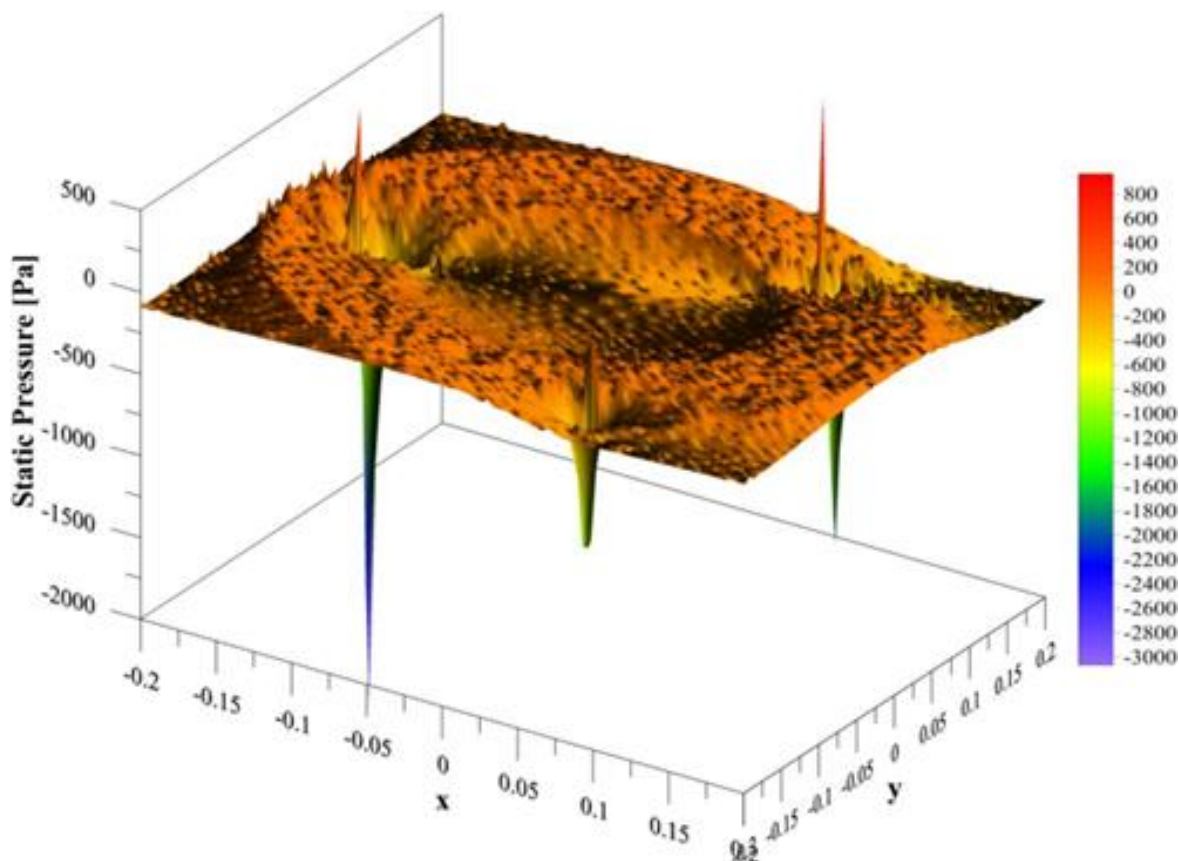


Figura 64 – Representação 3D do contorno de pressão quando a pá 1 se encontra na posição angular $\theta = 82,8^\circ$, para $\lambda = 3$.

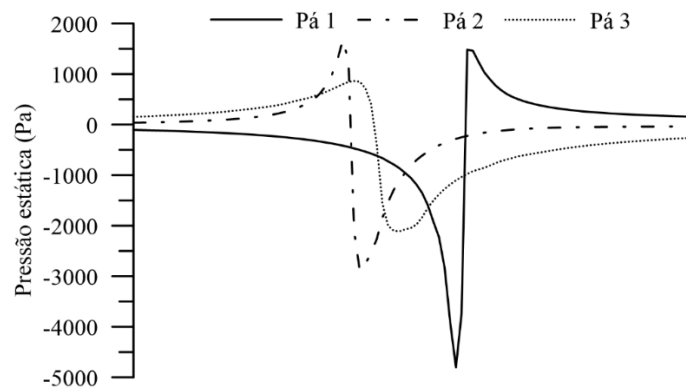


Figura 65 – Pressão ao longo de uma linha entre o intradorso e o extradorso do perfil das pás, quando a pá 1 se encontra na posição angular $\theta = 82,8^\circ$, para $\lambda = 3$.

A Figura 66 mostra os contornos gerais de pressão para as regiões ao redor de cada uma das pás, para três posições angulares distintas: $\theta = 0^\circ$, $\theta = 120^\circ$ e $\theta = 240^\circ$ (posições em que o coeficiente de potencial local não é nem máximo nem mínimo), para λ igual a 3.

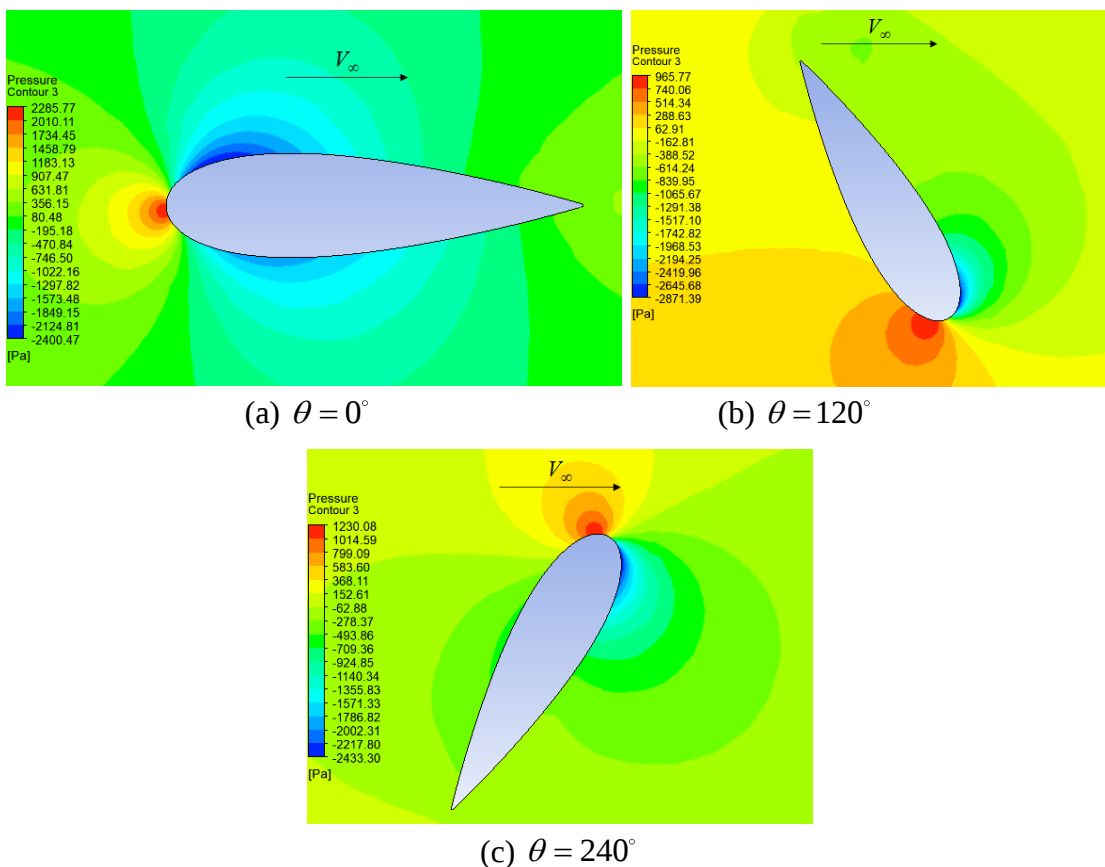


Figura 66 – Contornos de pressão ao redor de 1 pá: a) $\theta = 0^\circ$, b) $\theta = 120^\circ$ e c) $\theta = 240^\circ$.

Na Figura 66, nota-se que em torno do bordo de ataque do perfil há uma pequena zona de alta pressão, bem como uma de baixa pressão, que variam (intensidade e posição) à

medida que a pá se movimenta, Figuras 66(a à c). Segundo Feng *et al.* (2018), essa diferença de pressão é a responsável por impulsionar a pá para frente, fazendo com que ela se movimente, quando a força resultante atua na direção da rotação do rotor (e vice-versa).

As Figuras 67 e 68 também mostram, para $\lambda = 3$ (coeficiente médio de potência é máximo), os contornos de pressão em torno de uma pá da turbina, porém em posições angulares diferentes. Nesse caso, os contornos de pressão são analisados para as posições das pás em que se observam os coeficientes locais de potência máximo e mínimo, respectivamente, conforme pode ser visto na Figura 62.

Nas posições angulares da Figura 67, os coeficientes locais de potência são máximos, de maneira que maiores gradientes de pressão são observados, em relação às Figura 66 e 68. Por sua vez, a Figura 68 mostra os menores gradientes de pressão próximo às pás, uma vez que os coeficientes locais de potência são os menores.

A Figura 69(a) ilustra o contorno de velocidade e as linhas de corrente ao redor do rotor e a Figura 69(b) mostra o campo de vorticidade associado. O objetivo é verificar a influência do rotor à montante do escoamento: observa-se que as linhas de corrente se curvam e se expandem, à medida em que se aproxima do rotor.

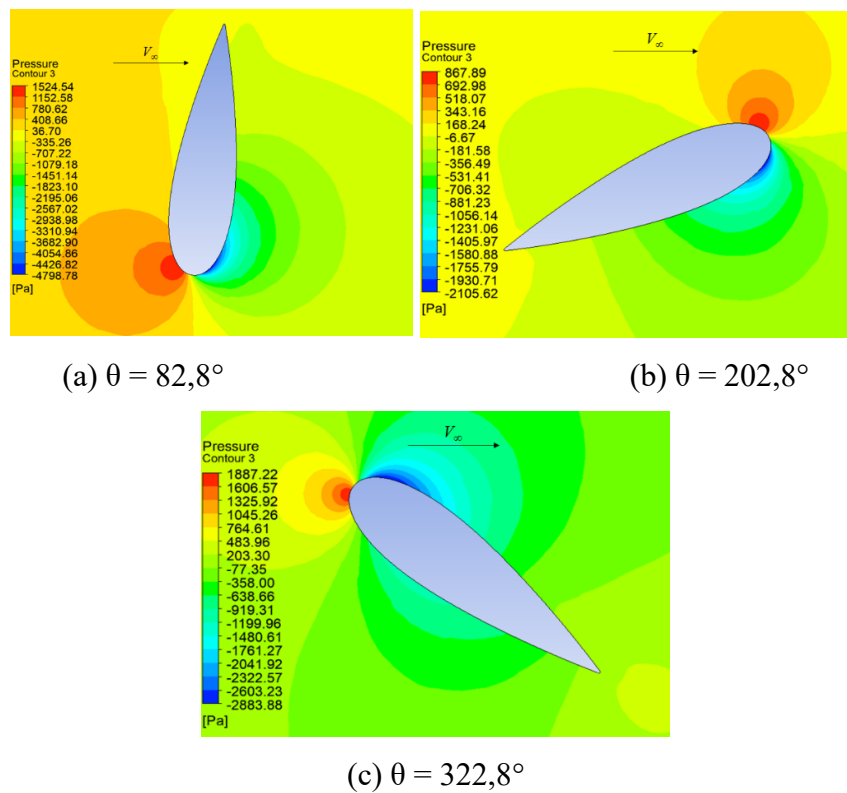


Figura 67 – Contornos de pressão ao redor de 1 pá nas posições angulares em que o coeficiente de potência local é máximo: a) $\theta = 82,8^\circ$, b) $\theta = 202,8^\circ$ e c) $\theta = 322,8^\circ$.

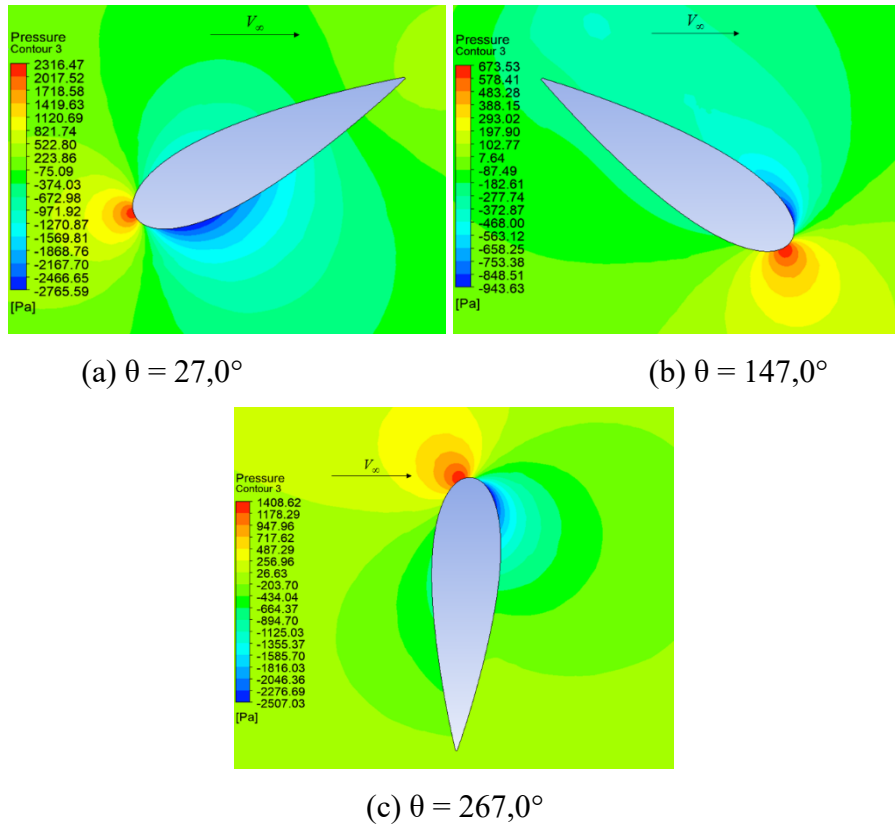
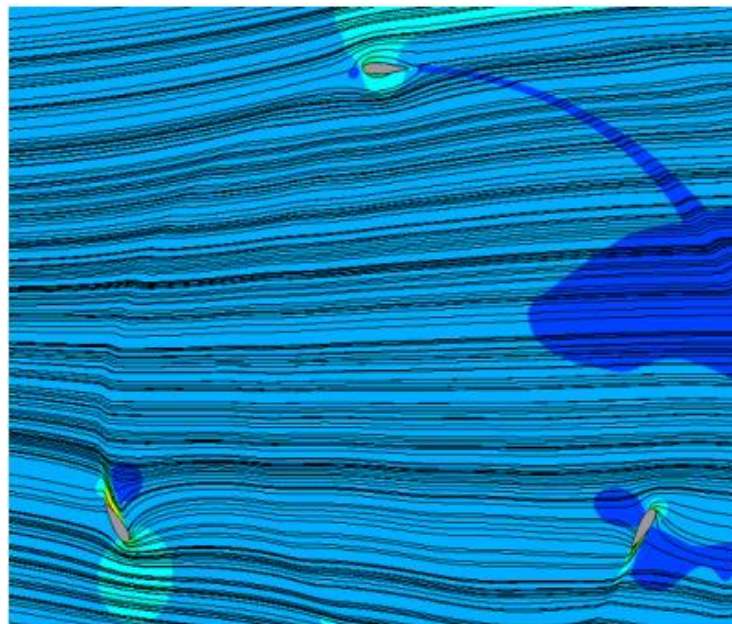
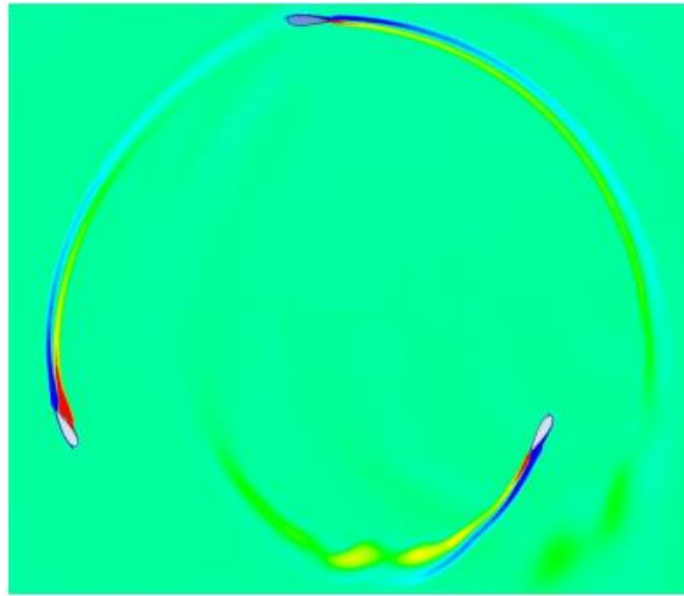


Figura 68 – Contornos de pressão ao redor de 1 pá nas posições angulares em que o coeficiente de potência local é mínimo: a) $\theta = 27,0^\circ$, b) $\theta = 147,0^\circ$ e c) $\theta = 267,0^\circ$.



(a)



(b)

Figura 69 – a) Contorno de velocidade e linhas de corrente ao redor do rotor, b) Campo de vorticidade associado

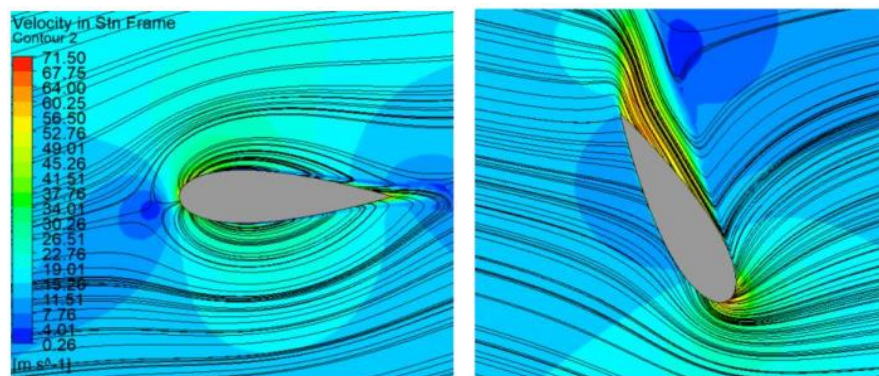
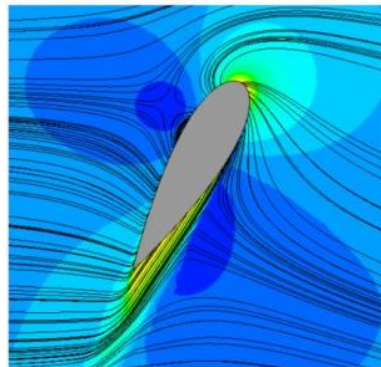
(a) $\theta = 0^\circ$ (b) $\theta = 120^\circ$ (c) $\theta = 240^\circ$

Figura 70 – Detalhes do contorno de velocidade e linhas de corrente ao redor da pá para três diferentes posições angulares

Na Figura 70 se pode ver com mais detalhes as linhas de corrente mais próximas as pás. Na posição azimutal $\theta = 0^\circ$, linhas de corrente mais suaves são observadas, uma vez que o ângulo de ataque induzido é próximo de zero. Para as demais posições angulares do rotor, $\theta = 120^\circ$ e 240° , linhas de corrente mais curvas são exibidas, pois os ângulos de ataque do escoamento sobre as pás são elevados, e o escoamento está na condição de estol aerodinâmico nessas posições.

A Figura 71 ilustra o campo de velocidade do escoamento sobre a maior parte do domínio de escoamento. Como pode ser visto, a captação de potência do ar realizada pelo rotor causa uma forte aceleração em algumas regiões próximas às pás do rotor, uma forte desaceleração no escoamento à jusante e uma leve aceleração à montante devido ao fator de bloqueio do rotor. A influência da turbina é sentida em uma grande porção do escoamento, como se pode ver pela região da esteira atrás da turbina.

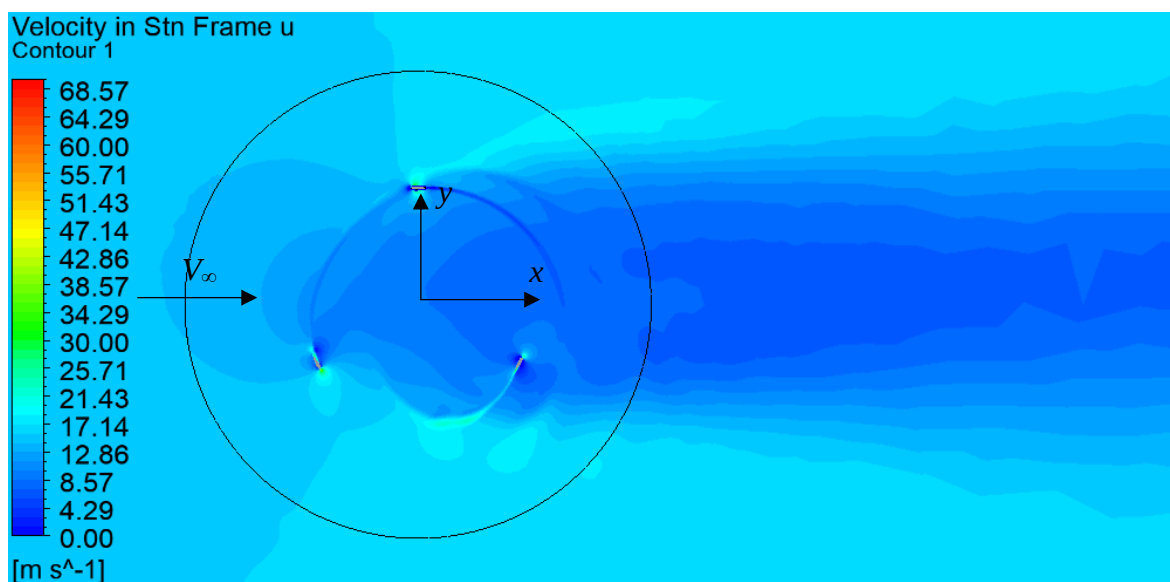


Figura 71 – Contorno da componente longitudinal de velocidade. Destaque para a região da esteira atrás da turbina.

Com o objetivo de demonstrar, de forma mais quantitativa, como a velocidade da corrente livre é impactada pela presença da turbina, a Figura 72 ilustra curvas do perfil transversal da componente longitudinal de velocidade, u , em algumas posições longitudinais selecionadas, x (em regiões ligeiramente antes e ligeiramente depois do rotor). A referência para essas coordenadas (x,y) é o centro do rotor. A posição angular do rotor é aquela da Figura 71.

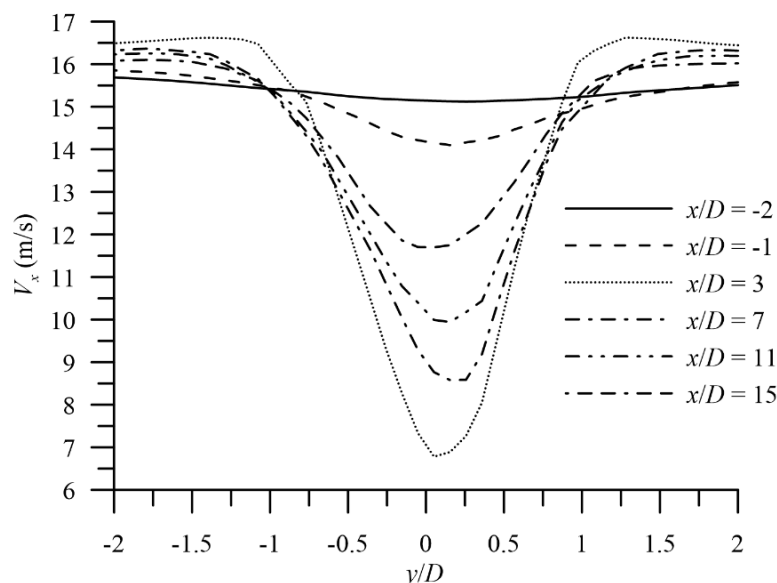


Figura 72 - Velocidade u em diferentes posições do domínio à montante e à jusante do rotor

O gráfico mostra que a componente longitudinal de velocidade, u , do escoamento que realmente atinge na área do rotor é apenas ligeiramente menor que V_∞ , de maneira que o escoamento é pouco afetado pela presença do rotor (curvas para $x/D = -1$ e $x/D = -2$). No entanto, à jusante ($x/D > 0$), nota-se uma grande queda na velocidade logo após o escoamento passar pelo rotor ($x/D = 3$), confirmando que há, realmente, um efeito de bloqueio que leva à perturbação à montante do rotor. Essa queda na velocidade vai sendo reduzida, de maneira que ela vai lentamente retornando a valores próximos a V_∞ (no entanto, mesmo a uma distância de $15D$, a velocidade u ainda está distante da velocidade da corrente livre, $15,89$ m/s).

Em todas as análises anteriores, o efeito da presença do eixo da turbina sobre o escoamento não foi levado em conta, mas apenas das pás e de sua rotação. Dessa forma, uma simulação foi efetuada, sob as mesmas condições das anteriores, mas considerando-se a presença do eixo da turbina. A Figura 73 mostra uma comparação entre o comportamento das curvas de desempenho do rotor H em estudo (C_p versus λ) com e sem eixo, obtido com a análise bidimensional de dinâmica dos fluidos computacional realizadas no Fluent®.

De acordo com essa figura, o coeficiente de potência máximo encontrado pela análise com o eixo foi $C_{pcom} = 0,2329$. Esse valor é levemente inferior ao coeficiente de potência máximo obtido nas análises sem eixo ($C_{psem} = 0,245$). Nota-se uma diferença muito pequena

entre as curvas, onde praticamente uma sobrepõe a outra. Isso mostra que a presença do eixo não causa um grande impacto na eficiência do rotor.

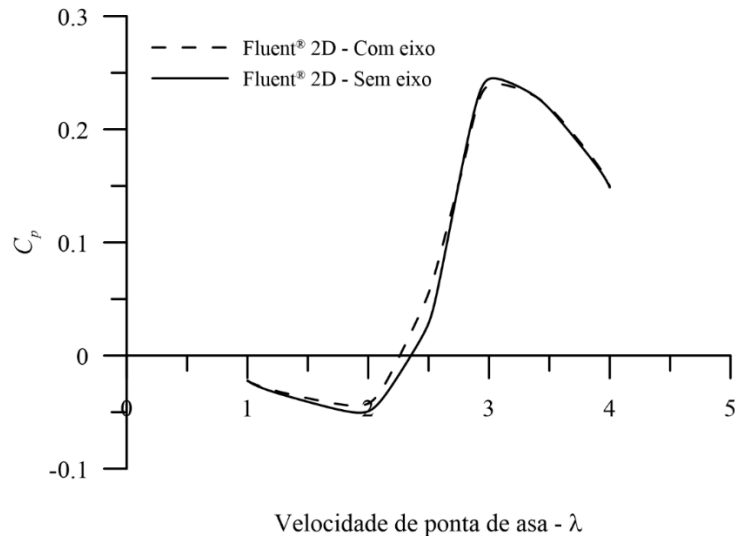


Figura 73 - Comparação da curva de eficiência (C_p versus λ) do rotor H em estudo com e sem a presença do eixo.

A Figura 74 compara o coeficiente de potência instantâneo do rotor para os dois casos: rotor com eixo e rotor sem eixo, para uma rotação completa (a 11ª volta de simulação), para a mesma razão de velocidade de ponta de asa, $\lambda = 3$.

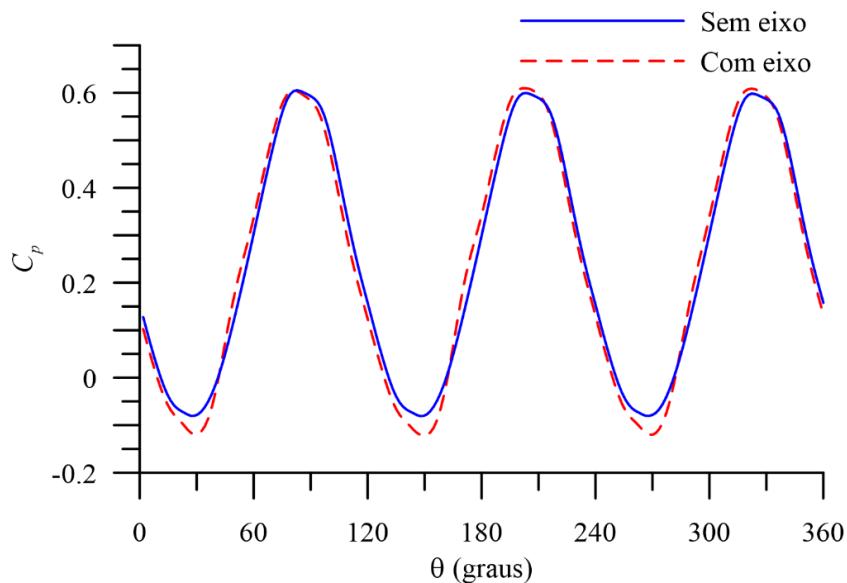


Figura 74 – Comparação das curvas de coeficiente de potência instantâneo (C_p versus θ) do rotor, para as simulações com e sem eixo do rotor. $\lambda = 3$.

É interessante notar que as curvas praticamente coincidem em toda volta, exceto nas posições angulares em que $\theta = 30^\circ$, 150° e 270° . Essas três posições azimutais são exatamente os pontos onde as pás cruzam a esteira produzida pelo eixo da turbina, de forma que o coeficiente de potência é diretamente impactado de maneira negativa pela sua presença. Esse comportamento faz com que o coeficiente de potência médio do rotor seja menor nas simulações em que se considera a presença do eixo ($C_{pcom} = 0,239$), em comparação às simulações sem o eixo ($C_{psem} = 0,245$).

A Figura 75 mostra o efeito causado pela presença do eixo em uma pá individualmente (pá 1). Neste gráfico, pode-se notar duas diferenças entre as curvas, em posições azimutais em aproximadamente 90° e 270° .

A posição de 270° refere-se ao momento em que a pá atravessa a esteira deixada pelo eixo, causando uma queda brusca no rendimento da pá (Figura 76). A interferência na posição de 90° se deve ao aumento do fator de bloqueio do rotor, causando uma leve diferença na direção com que o ar entra na área do rotor.

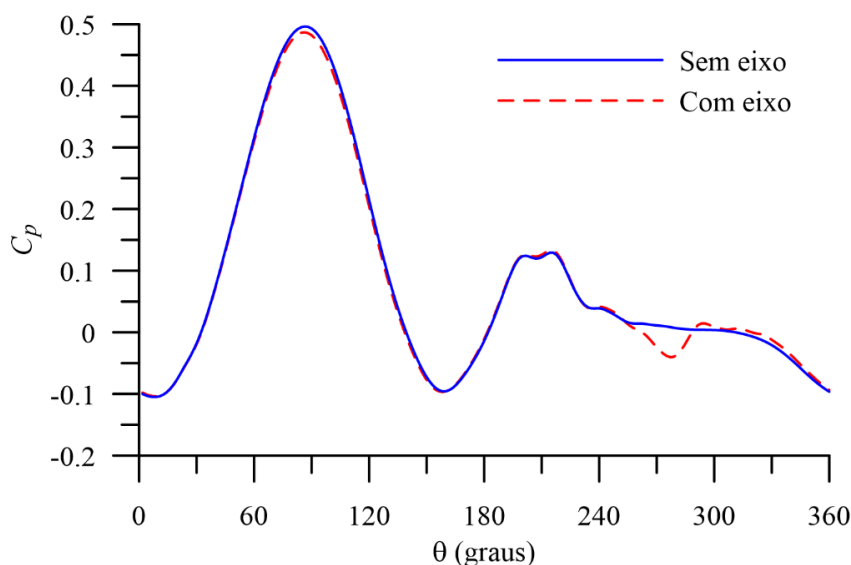


Figura 75 - Comparação das curvas de coeficiente de potência instantâneo, (C_p versus θ) da pá 1 para as simulações com e sem eixo do rotor. $\lambda = 3$.

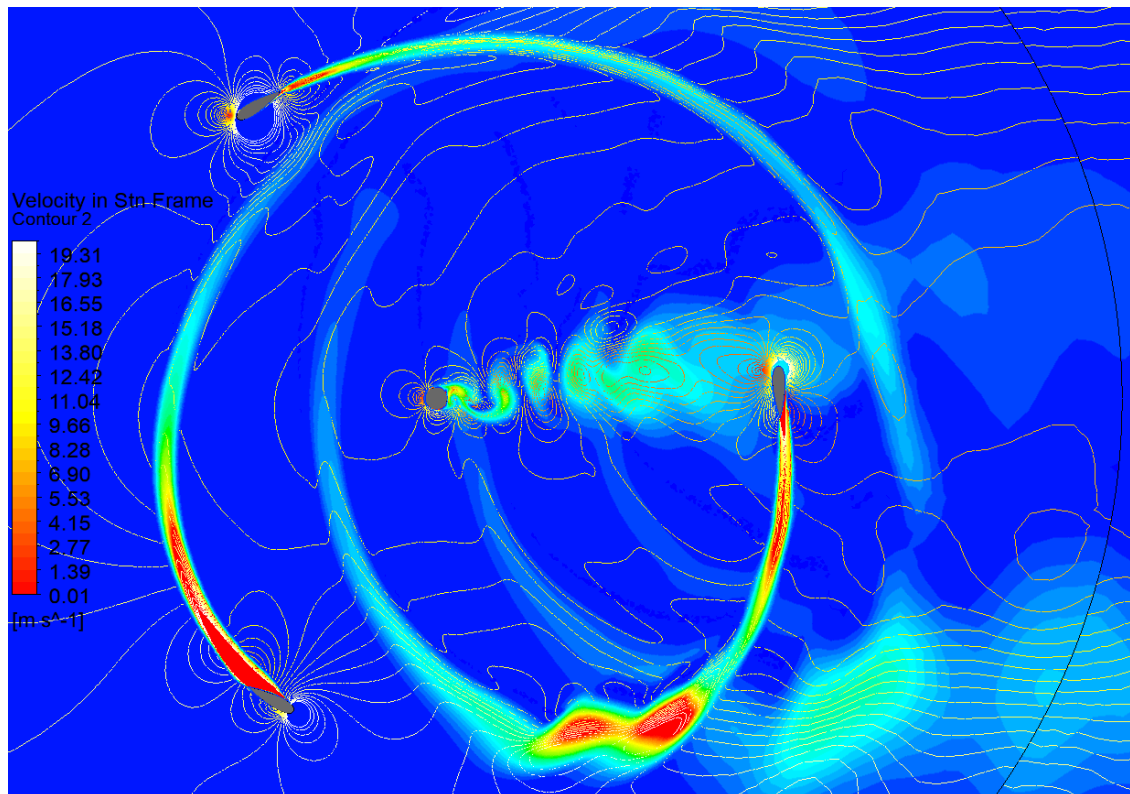


Figura 76 – Contorno de energia cinética turbulenta sobreposto às isolinhas de velocidade ilustrando o efeito da presença do eixo do rotor sobre o escoamento nas pás. $\lambda = 3$.

CAPÍTULO V

5 CONCLUSÃO

Este trabalho mostrou o estudo do desempenho de uma turbina eólica de eixo vertical utilizando dois modelos computacionais diferentes: o modelo de múltiplos tubos de corrente e a fluidodinâmica computacional. O modelo de múltiplos tubos de corrente (presente no código DART) se mostrou estável, de rápida convergência, baixo custo computacional e com capacidade de prever o desempenho do rotor com um certo nível de satisfação.

As análises de fluidodinâmica computacional foram realizadas utilizando o Fluent®. Esse tipo de análise requiriu um alto custo computacional e demonstrou convergência lenta, mas foi capaz de computar efeitos que o outro método não é capaz. Apesar de que um modelo tridimensional tem maior capacidade de precisão e é mais adequado para avaliar a eficiência do rotor, um modelo bidimensional foi utilizado pois ele também é capaz de, com um bom nível de satisfação, prever o desempenho geral e detalhado do rotor.

Comparando os resultados dos dois modelos utilizados, foi possível estimar um coeficiente de potência máximo $C_{pmax} = 0,29$ para uma razão de velocidade de ponta de asa $\lambda = 3,4$ utilizando o código DART e um $C_{pmax} = 0,24$ para um $\lambda = 3$ utilizando o Fluent®. Ambos os modelos apresentaram curvas de desempenho ($C_p \times \lambda$) similares, com uma região de coeficiente de potência negativo para $\lambda < 2,8$ e um coeficiente de potência máximo em valores de λ próximos ($\lambda = 3,4$ e $\lambda = 3$).

Mostrou-se que cada pá passa por regiões de geração positiva e negativa de coeficiente de torque, mas que no geral o coeficiente de torque contribui para a geração de potência para $\lambda = 3$. Pôde-se notar também que para um $\lambda = 3$ o coeficiente de potência instantâneo do rotor excede o limite de Betz e pode estar relacionado com a súbita queda de pressão ao redor das pás do rotor como explicado por Castelli *et al.* (2011).

Uma análise detalhada da velocidade do escoamento antes e depois do rotor mostrou que o fator de bloqueio pode ser observado antes e após o rotor. Antes do rotor, observou-se que existe uma ligeira queda de velocidade seguida de uma grande queda após a passagem do fluido pelo rotor. Essa queda de velocidade após o rotor mostrou a necessidade de uma

grande distância a partir do rotor para que a velocidade do escoamento retorne à valores próximos ao inicial.

Por fim, analisou-se a influência da presença de um eixo no desempenho local e geral do rotor. Mostrou-se que para $\lambda = 3$, a presença do eixo reduziu o C_p de 0,245 para 0,239. Analisando as curvas de coeficiente de potência instantâneo ficou claro o impacto da esteira deixada pelo eixo no desempenho das pás do rotor.

REFERÊNCIAS

- ADES. **Turbina eólica de eixo horizontal de uma pá**. Disponível em: <https://www.archiexpo.com/pt/prod/ades/product-125833-1289133.html>. Acesso em: 22 jan. 2021.
- ALAIMO, Andrea; ESPOSITO, Antonio; MESSINEO, Antonio; ORLANDO, Calogero; TUMINO, Davide. 3D CFD Analysis of a Vertical Axis Wind Turbine. **Energies**, [S.L.], v. 8, n. 4, p. 3013-3033, 17 abr. 2015.
- AMARANTE, Odilon A. Camargo do; BROWER, Michael; ZACK, Jhon; SÁ, Antonio Leite de. **Atlas do Potencial Eólico Brasileiro**. Brasília: [S.I.], 2001. 44 p.
- AMARANTE, Odilon A. Camargo do; SILVA, Fabiano de Jesus Lima da; ANDRADE, Paulo Emiliano Piá de; PARECY, Emerson. **Atlas Eólico do Espírito Santo**. Vitória: Agência de Serviços Públicos de Energia do Estado do Espírito Santo, 2009.
- ANGELO, Edvaldo; BARRIOS, Daniel Benítez, 2006, “Utilização da dinâmica dos fluidos computacional na complementação do ensino da disciplina fenômenos de transporte”. In: *Anais do XXXIV Congresso Brasileiro de Ensino de Engenharia*, pp. 1140-1150, Passo Fundo.
- ANSYS. **ANSYS Fluent User's Guide**. Canonsburg: Ansys, Inc., 2013.
- ANSYS. **ANSYS Meshing User's Guide**. Canonsburg: Ansys, Inc., 2016.
- BACK, Alexander Clasen; SILVA, Fabiano de Jesus Lima da; CATANI, Fábio; ESTANTE, Frederico Eduardo da Cunha; LIMA, Guilherme Guebur; VIOLATO, Gustavo Oliveira; AMARANTE, Odilon A. Camargo do; ANDRADE, Paulo Emiliano Piá de; FREITAS, Ramon Moraes de; LIMA NETO, Vicente Ferrer Correia. **Atlas eólico do estado da Paraíba**. Campina Grande: Camargo Schubert Engenheiros Associados, 2014.
- BACK, Alexander Clasen; SILVA, Fabiano de Jesus Lima da; CATANI, Fábio; ESTANTE, Frederico Eduardo da Cunha; LIMA, Guilherme Guebur; VIOLATO, Gustavo Oliveira; ARAËJO, James Lenzi de; AMARANTE, Odilon Antônio Camargo do; ANDRADE, Paulo Emiliano Piá de; FREITAS, Ramon Moraes de. **Atlas Eólico: Bahia**. Bahia: Camargo Schubert, 2013.
- BALDUZZI, Francesco; BIANCHINI, Alessandro; MALECI, Riccardo; FERRARA, Giovanni; FERRARI, Lorenzo. Critical issues in the CFD simulation of Darrieus wind turbines. **Renewable Energy**, [S.L.], v. 85, p. 419-435, jan. 2016.

- BHUTTA, Muhammad Mahmood Aslam; HAYAT, Nasir; FAROOQ, Ahmed Uzair; ALI, Zain; JAMIL, Sh. Rehan; HUSSAIN, Zahid. Vertical axis wind turbine: a review of various configurations and design techniques. **Renewable and Sustainable Energy Reviews**, [S.L.], v. 16, n. 4, p. 1926-1939, maio 2012.
- BIANCHINI, Alessandro; BALDUZZI, Francesco; RAINBIRD, John M.; PEIRO, Joaquim; GRAHAM, J. Michael R.; FERRARA, Giovanni; FERRARI, Lorenzo. An Experimental and Numerical Assessment of Airfoil Polars for Use in Darrieus Wind Turbines—Part II: post-stall data extrapolation methods. **Journal Of Engineering For Gas Turbines And Power**, [S.L.], v. 138, n. 3, p. 1-10, 22 set. 2015. ASME International.
- BRUSCA, S.; LANZAFAME, R.; MESSINA, M.. Design of a vertical-axis wind turbine: how the aspect ratio affects the turbine's performance. **International Journal Of Energy And Environmental Engineering**, [S.L.], v. 5, n. 4, p. 333-340, 2 ago. 2014. Springer Science and Business Media LLC.
- BURTON, Tony; SHARPE, David; JENKINS, Nick; BOSSANYI, Ervin. **Wind Energy Handbook**. West Sussex: John Wiley & Sons, Ltd, 2001.
- CARMO, Diogo Manuel F. G. Molarinho. **Projeto de uma turbina eólica de eixo vertical para aplicação em meio urbano**. 2012. 62 f. Dissertação (Mestrado) - Curso de Engenharia Mecânica, Universidade Técnica de Lisboa, Lisboa, 2012.
- CARRIGAN, Travis Justin. **AERODYNAMIC SHAPE OPTIMIZATION OF A VERTICAL AXIS WIND TURBINE**. 2010. 96 f. Dissertação (Mestrado) - Curso de Engenharia Aeroespacial, The University Of Texas At Arlington, Arlington, 2010.
- CASER, Eduardo Spalenza; PAIVA, Giuseppe da Mota. **Projeto aerodinâmico de uma turbina eólica de eixo vertical (TEEV) para ambientes urbanos**. 2016. 71 f. TCC (Graduação) - Curso de Engenharia Mecânica, Departamento de Engenharia Mecânica, Universidade Federal do Espírito Santo, Vitória, 2016.
- CASTRO, Rui M. G.. **Introdução à Energia Eólica**. Lisboa: Universidade Técnica de Lisboa, 2009.
- CATALÃO, João P. S.. **Electric Power Systems: advanced forecasting techniques and optimal generation scheduling**. Boca Raton: Crc Press, 2012.
- CHOU, Ya-Lun. **Statistical Analysis, with Business and Economic Applications**. [S. L.]: Holt, 1975.

- DALMAZ, Alessandro. **ESTUDO DO POTENCIAL EÓLICO E PREVISÃO DE VENTOS PARA GERAÇÃO DE ELETRICIDADE EM SANTA CATARINA**. 2007. 193 f. Dissertação (Mestrado) - Curso de Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, 2007.
- DÍAZ, Argemiro Palencia; PAJARO, Giovanni Jiménez; SALAS, Khriscia Utria. Computational model of Savonius turbine. **Ingeniare. Revista Chilena de Ingeniería**, [S.L.], v. 23, n. 3, p. 406-412, set. 2015.
- DUTRA, Ricardo. **Energia Eólica: princípios e tecnologia**. Rio de Janeiro: Centro de Referência Para Energia Solar e Eólica Sérgio de Salvo Brito, 2008.
- FERZIGER, Joel H.; PERIC, Milovan; STREET, Robert L.. **COMPUTACIONAL METHODS FOR FLUID DYNAMICS**. 4. ed. Cham: Springer, 2020.
- INNOVENTUM. **Turbina eólica de eixo horizontal de duas pás**. Disponível em: <https://www.archiexpo.com/pt/prod/innoventum/product-79012-680080.html>. Acesso em: 22 jan. 2021.
- ISLAM, Mazharul; TING, David S. K; FARTAJ, Amir. Aerodynamic models for Darrieus-type straight-bladed vertical axis wind turbines. **Renewable and Sustainable Energy Reviews**, [S.L.], v. 12, n. 4, p. 1087-1109, maio 2008.
- JIN, Xin; ZHAO, Gaoyuan; GAO, Kejun; JU, Wenbin. Darrieus vertical axis wind turbine: basic research methods. **Renewable and Sustainable Energy Reviews**, [S.L.], v. 42, n. 1, p. 212-225, fev. 2015.
- KHAN, Md. Tanvir. **Numerical Study on a Single-bladed Darrieus Wind Turbine**. Beau Bassin: Lambert Academic Publishing, 2018.
- KUMAR, Palanisamy Mohan; RASHMITHA, Sudhakar Rao; SRIKANTH, Narasimalu; LIM, Teik-Cheng. Wind Tunnel Validation of Double Multiple Streamtube Model for Vertical Axis Wind Turbine. **Smart Grid And Renewable Energy**, [S.L.], v. 08, n. 12, p. 412-424, 2017. Scientific Research Publishing, Inc..
- MALISKA, Clovis R.. **TRANSFERÊNCIA DE CALOR E MECÂNICA DOS FLUIDOS COMPUTACIONAL**. Rio de Janeiro: Ltc, 1995
- MANWELL, J. F.; MCGOWAN, J. G.; ROGERS, A. L.. **Wind Energy Explained: Theory, design and application**. 2. ed. Chichester: Wiley, 2009.

- MASSON, C.; LECLERC, C.; PARASCHIVOIU, I.. Performance Predictions of VAWTs With NLF Airfoil Blades. **Journal Of Solar Energy Engineering**, [S.L.], v. 119, n. 1, p. 97-99, 1 fev. 1997. ASME International.
- Ministério de Minas e Energia. **Boletim Mensal de Monitoramento do Sistema Elétrico Brasileiro: Outubro / 2020**. [S. L.]: Departamento de Monitoramento do Sistema Elétrico, 2020.
- MÜLLER, Matheus do Nascimento. **Projeto de uma Turbina Eólica de Eixo Horizontal**. 2015. 100 f. TCC (Graduação) - Curso de Engenharia Mecânica, Departamento de Engenharia Mecânica, Universidade Federal do Rio de Janeiro, Rio de Janeiro, 2015.
- NUNES JUNIOR, Eden Rodrigues. **Metodologia de projeto de turbinas eólicas de pequeno porte**. 2008. 190 f. Dissertação (Mestrado) - Curso de Engenharia Mecânica, Universidade do Estado do Rio de Janeiro, Rio de Janeiro, 2008.
- OLIVEIRA JUNIOR, Jakson Gomes de. **PROJETO E ESTUDO EXPERIMENTAL DE UM AEROGERADOR DE EIXO VERTICAL TIPO H**. 2021. 102 f. Dissertação (Mestrado) - Curso de Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica, Universidade Federal da Paraíba, João Pessoa, 2021.
- PARASCHIVOIU, Ion. Double-multiple streamtube model for studying vertical-axis wind turbines. **Journal Of Propulsion And Power**, [S.L.], v. 4, n. 4, p. 370-377, jul. 1988. American Institute of Aeronautics and Astronautics (AIAA).
- PARASCHIVOIU, Ion. **DOUBLE-MULTIPLE STREAMTUBE MODEL FOR DARRIEUS WIND TURBINES**. Varennes: Institut de Recherche D'Hydro - Québec, 1981.
- PATEL, Mr. Bhavesh; KEVAT, Vishal. PERFORMANCE PREDICTION OF STRAIGHT BLADED DARRIEUS WIND TURBINE BY SINGLE STREAMTUBE MODEL. **International Journal of Advanced Engineering Technology**, [S.L.], v. 4, n. 2, p. 86-89, jun. 2013.
- PINTO, Milton de Oliveira. **Fundamentos de Energia Eólica**. Rio de Janeiro: Livros Técnicos e Científicos Editora Ltda, 2014.
- PONTA, Fernando L.; JACOVKIS, Pablo M.. A vortex model for Darrieus turbine using finite element techniques. **Renewable Energy**, [S.L.], v. 24, n. 1, p. 1-18, set. 2001. Elsevier BV.
- PONTE, Enerdan Fernando dal. **CONSTRUÇÃO E AVALIAÇÃO DE UM AEROGERADOR DE EIXO VERTICAL APLICADO À AGROINDÚSTRIA**.

2017. 60 f. Dissertação (Mestrado) - Curso de Engenharia de Energia na Agricultura, Universidade Estadual do Oeste do Paraná, Cascavel, 2017.

PONTES, Larissa da Silva. **ANÁLISE NUMÉRICA SOBRE A EFICIÊNCIA AERODINÂMICA DOS END PLATES EM VEÍCULO AÉREO NÃO-TRIPULADO (VANT)**. 2018. 49 f. TCC (Graduação) - Curso de Engenharia Mecânica, Universidade Federal Rural do Semi-Árido, Mossoró, 2018.

REZENDE, André Luiz Tenório. **Análise Numérica da Bolha de Separação do Escoamento Turbulento sobre Placa Plana Fina Inclinada**. 2009. 263 f. Tese (Doutorado) - Curso de Doutorado em Engenharia Mecânica, Pontifícia Universidade Católica do Rio de Janeiro, Rio de Janeiro, 2009.

RIBEIRO, Alan Emanuel Duailibe. **ANÁLISE DA INFLUÊNCIA DA LOCALIZAÇÃO, ÁREA E FORMA DE SÍTIOS NO POTENCIAL DE GERAÇÃO DE ENERGIA ELÉTRICA DE PEQUENA ESCALA NO BRASIL: UM MÉTODO PARA AS FONTES SOLAR E EÓLICA**. 2015. 111 f. Tese (Doutorado) - Curso de Programa de Pós-Graduação em Planejamento Energético, Universidade Federal do Rio de Janeiro, Rio de Janeiro, 2015.

ROGOWSKI, Krzysztof. CFD Computation of the H-Darrieus Wind Turbine -: the impact of the rotating shaft on the rotor performance. **Energies**, [S.L.], v. 12, n. 13, p. 2506-2524, 28 jun. 2019.

SÁ, Franciene Izis Pacheco de. **EFEITO DA ESTEIRA DE AEROGERADORES SOBRE A PRODUÇÃO DO PARQUE EÓLICO DE BEBERIBE**. 2015. 170 f. Dissertação (Mestrado) - Curso de Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, 2015.

STRICKLAND, J. H.; WEBSTER, B. T.; NGUYEN, T.. A Vortex Model of the Darrieus Turbine: an analytical and experimental study. **Journal Of Fluids Engineering**, [S.L.], v. 101, n. 4, p. 500-505, 1 dez. 1979. ASME International.

STRICKLAND, James H. **The Darrieus Turbine**: a performance prediction model using multiple streamtube. Albuquerque: Sandia Laboratories, 1975. 37 p.

STROSKI, Pedro Ney. **Turbinas Darrieus**. Disponível em: <https://www.electricalibrary.com/2019/03/12/turbinas-darrieus/>. Acesso em: 12 mar. 2019.

SUMANTRAA, Bose; S., Chandramouli; P., Prem Sai T.; P., Prithviraj; M., Vivek; KISHORE, V. Ratna. Numerical Analysis of effect of pitch angle on a small scale

vertical axis wind turbine. **International Journal of Renewable Energy Research**, [S.L.], v. 4, n. 4, p. 929-935, 06 nov. 2014.

TIBOLA, Gabriel. **SISTEMA EÓLICO DE PEQUENO PORTE PARA GERAÇÃO DE ENERGIA ELÉTRICA COM RASTREAMENTO DE MÁXIMA POTÊNCIA**. 2009. 285 f. Dissertação (Mestrado) - Curso de Engenharia Elétrica, Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, 2009.

TJIU, Willy; MARNOTO, Tjukup; MAT, Sohif; RUSLAN, Mohd Hafidz; SOPIAN, Kamaruzzaman. Darrieus vertical axis wind turbine for power generation I: assessment of darrieus vawt configurations. **Renewable Energy**, [S.L.], v. 75, p. 50-67, mar. 2015. Elsevier BV.

TOLMASQUIM, Mauricio T. **Energia Renovável**: hidráulica, biomassa, eólica, solar, oceânica. Rio de Janeiro: Empresa de Pesquisa Energética, 2016. 452 p.

VARGAS, Soraida Aguilar. **Previsão da distribuição da densidade de probabilidade da Geração de Energia Eólica usando técnicas não paramétricas**. 2015. 191 f. Tese (Doutorado) - Curso de Pós-Graduação em Engenharia Elétrica, Pontifícia Universidade Católica do Rio de Janeiro, Rio de Janeiro, 2015.

VIANELLO, Rubens Leite; ALVES, Adil Rainier. **Meteorologia Básica e Aplicações**. Viçosa: Editora Ufv, 2000.

WANG, Huimin; WANG, Jianliang; YAO, Ji; YUAN, Weibin; CAO, Liang. Analysis on the aerodynamic performance of vertical axis wind turbine subjected to the change of wind velocity. **Procedia Engineering**, [S.L.], v. 31, p. 213-219, 2012. Elsevier BV.