



UNIVERSIDADE FEDERAL DE PERNAMBUCO
CENTRO DE TECNOLOGIA E GEOCIÊNCIA
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MÊCANICA

EDUARDO CORTE REAL FERNANDES

**DESENVOLVIMENTO DE UMA METODOLOGIA PARA A OTIMIZAÇÃO
DE ROTORES DE AEROGERADORES**

Recife

2018

EDUARDO CORTE REAL FERNANDES

**DESENVOLVIMENTO DE UMA METODOLOGIA PARA A OTIMIZAÇÃO
DE ROTORES DE AEROGERADORES**

Dissertação apresentada ao Programa de Pós-graduação em Engenharia Mecânica como requisito para a obtenção do grau de Mestre, sob a orientação dos Professores Dr. Alex Maurício Araújo e Dr. José Ângelo Peixoto da Costa.

Área de concentração: Processos e Sistemas Térmicos.

Orientador: Prof. Dr. Alex Maurício Araújo.
Coorientador: Prof. Dr. José Ângelo Peixoto da Costa.

Recife

2018

Catálogo na fonte
Bibliotecária: Neide Mesquita Gonçalves Luz / CRB4-1361 (BCTG)

- F363d Fernandes, Eduardo Corte Real.
Desenvolvimento de uma metodologia para a otimização de rotores de aerogeradores / Eduardo Corte Real Fernandes. – Recife, 2018.
137f., il., figs., gráfs., tabs.
- Orientador: Prof. Dr. Alex Maurício Araújo.
Coorientador: Prof. Dr. José Ângelo Peixoto da Costa.
Dissertação (Mestrado) – Universidade Federal de Pernambuco. CTG.
Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica, 2018.
Inclui Referências.
1. Engenharia Mecânica. 2. Energia eólica. 3. Modelagem CFD.
4. Otimização aero-estrutural. 5. Interação fluido-estrutura. I.
Araújo, Alex Maurício. (Orientador). II. Costa, José Ângelo Peixoto da.
(Coorientador). III. Título.

621 CDD (22.ed)

UFPE/BCTG-2018/ 329

27 de julho de 2018

“DESENVOLVIMENTO DE UMA METODOLOGIA PARA A OTIMIZAÇÃO
DE ROTORES DE AEROGERADORES”

EDUARDO CORTE REAL FERNANDES

ESTA DISSERTAÇÃO FOI JULGADA ADEQUADA PARA OBTENÇÃO DO
TÍTULO DE MESTRE EM ENGENHARIA MECÂNICA

ÁREA DE CONCENTRAÇÃO: PROCESSOS E SISTEMAS TÉRMICOS

APROVADA EM SUA FORMA FINAL PELO
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA
MECÂNICA/CTG/EEP/UFPE

Prof. Dr. ALEX MAURÍCIO ARAÚJO
ORIENTADOR/PRESIDENTE

Prof. Dr. JOSÉ ÂNGELO PEIXOTO DA COSTA
COORIENTADOR

Prof. Dr. CEZAR HENRIQUE GONZALEZ
COORDENADOR DO PROGRAMA

BANCA EXAMINADORA:

Prof. Dr. ALEX MAURÍCIO ARAÚJO (UFPE)

Prof. Dr. JOSÉ ÂNGELO PEIXOTO DA COSTA (UFPE)

Prof^a Dr^a NADÈGE SOPHIE BOUCHONNEAU DA SILVA (UFPE)

Prof. Dr. RAMIRO BRITO WILLMERSDORF (UFPE)

.

À minha família e amigos

AGRADECIMENTOS

Externo os meus profundos agradecimentos:

Primeiramente, a Deus por ter me dado saúde, fé, força, coragem e determinação durante todo o tempo do trabalho.

Aos meus orientadores, prof. Alex e prof. Ângelo, por ter aceitado essa tarefa árdua de me orientar. Muito grato pela força e ajuda durante todo o processo.

À minha família, sobretudo, minha mãe Marta, minha irmã Marcela e minha avó Neuza, por acreditar sempre no meu potencial.

À minha companheira e namorada, Daniele, por todo apoio durante vários anos.

Um obrigado especial a Oyama Douglas, Wênio Alencar, Lucas Yolanda, Guilherme Arruda, Pedro Henrique, Gilberto, Ciro, Augusto Coutinho, Cândido Requião e Kennethy Rodrigues, pelo compartilhamento de várias horas no laboratório de mecânica dos fluidos da UFPE (Universidade Federal de Pernambuco).

À todos os amigos da UFPE formados desde os passos iniciais dos primeiros períodos até os dias atuais.

À banca presente nessa defesa: Prof.^a Dr. Nadège Sophie Bouchonneau da Silva e ao Prof. Dr. Ramiro Brito Willmersdorf.

À UFPE e CAPES (Coordenação de Aperfeiçoamento de Pessoal do Ensino Superior) pelo auxílio financeiro e pela base necessária para a concretização deste trabalho.

E a todos que direta e indiretamente me influenciaram e me deram forças para continuar na pesquisa.

Meus sinceros agradecimentos.

.

RESUMO

Este trabalho visa desenvolver uma metodologia de projeto e otimização aero estrutural de rotores de turbinas eólicas submetidos a um determinado carregamento de vento. Para tal, são abordados temas desde a escolha dos perfis aerodinâmicos até uma análise fluido-estrutura (FSI) da pá. Além disso, um processo de otimização de análise de projeto multidisciplinar (*Multidisciplinary Analysis Optimization*, MDAO) foi definido para a estrutura com o intuito de otimizar seu desempenho aerodinâmico e estrutural através do desenvolvimento de um sistema de interação fluido-estrutural e análise numérica. Os objetivos são maximizar a eficiência aerodinâmica e a robustez estrutural, reduzindo sua massa total e, conseqüentemente, seu custo inicial. O trabalho aborda diferentes variáveis de projeto como o ângulo de torção, valores de corda e peso da estrutura. Condições de restrições como a tensão máxima admissível e o distanciamento das frequências modais são parâmetros que limitam o problema. As novas formas de otimização analítica das geometrias, advindas das equações de Betz e Schmitz, considerando ou não o fator de perda de Prandtl (F), são geradas a partir do Matlab®, em todo seu comprimento, assim como o projeto-base. A partir daí, com os novos valores de corda e ângulo de torção, que visam a manutenção do ângulo de ataque ótimo do perfil, foi possível projetar novas geometrias. Os casos foram simulados tanto no Qblade, quanto no Ansys Fluent® e pode-se perceber um ganho na potência produzida. Finalmente, uma análise estrutural foi realizada com o intuito de conhecer o campo de tensão ao longo da pá, utilizando o solver *Static Structural* do próprio Ansys. É mostrado que nenhum dos casos ultrapassa o limite de falha do material. Ademais, foi possível, realizar um processo iterativo para reduzir o peso inicial da estrutura. Por fim, diante dos quatros casos simulados, foi possível perceber que a otimização de Schmitz foi o caso que o obteve o melhor resultado. Deste modo, foi possível, obter uma metodologia de projeto/otimização de pás de turbinas eólicas.

Palavras-chave: Energia eólica. Modelagem CFD. Otimização aero-estrutural. Interação fluido-estrutura.

ABSTRACT

This work aims to develop a methodology for the design and optimization of wind turbine rotors submitted to a specific wind load. For this, topics such as the choice of aerodynamic profiles and fluid-structure analysis (FSI) of the blade will be considered. In addition, a multidisciplinary design analysis optimization (MDAO) process was defined for a wind turbine blade with the purpose of optimizing its aerodynamic and structural performance through the development to a fluid-structural interaction system and numerical analysis. The objectives are maximize aerodynamic efficiency and structural robustness by reducing its total mass and hence its initial cost. The work deals with different design variables such as twist angle, chord values and weight of the structure. Restrictions such as the maximum allowable stress and the distance of the modal frequencies are parameters that limit the problem. The new forms of optimization of the geometries derived from the Betz and Schmitz equations, considering or not the Prandtl's tip loss factor (F), are implemented with Matlab®, throughout its length, as well as the basic project. From there, with the new chord and twist angle values, which aim to maintain the optimum angle of attack of the profile, it was possible to design new geometries. The cases were simulated in Qblade and Ansys Fluent® and a net gain in the power produced by the turbine was obtained. Finally, a structural analysis was carried out in order to know the stress field along the blade, using the Static Structural solver from Ansys. It is shown that none of the cases exceeds the material yield stress. In addition, it was possible to carry out an interactive process to reduce the initial weight of the structure. Finally, for the four cases considered, it was possible to notice that Schmitz optimization was the one that obtained the best result. In This way, it was possible to obtain a turbine blade design / optimization methodology.

Keywords: Wind energy. CFD Modelling. Aero-Structural optimization. Fluid-structure interaction.

LISTA DE FIGURAS

Figura 1 -	Capacidade de vento instalada cumulativa ao redor do mundo.....	16
Figura 2 -	Evolução dos diâmetros dos rotores de turbinas.....	20
Figura 3 -	Principais componentes da turbina eólica.....	26
Figura 4 -	Esquema geral de funcionamento de um aerogerador.....	27
Figura 5 -	Curva de potência características de turbinas eólicas	28
Figura 6 -	Relação geral entre a função densidade de probabilidade, $f(V)$ e a função de distribuição cumulativa.....	31
Figura 7 -	Distribuição de vento: (a) Distribuição de probabilidade mensal de vento; (b) Distribuição cumulativa de velocidade de vento.....	32
Figura 8 -	FDP de Weibull fixando o "c" e variando o "k".....	36
Figura 9 -	FDP de Weibull fixando o "k" e variando o "c".....	36
Figura 10 -	Sustentação e arrasto no aerofólio.....	38
Figura 11 -	Escoamento do fluxo para diferentes ângulos de ataque.....	38
Figura 12 -	Descolamento da camada limite para 0° (a), 10° (b) e 20° (c).....	39
Figura 13 -	Ângulos de vento aparente.....	41
Figura 14 -	Torção da pá.....	42
Figura 15 -	Elementos principais das pás.....	43
Figura 16 -	Efeito da TSR na performance do rotor.....	44
Figura 17 -	Formação da esteira	45
Figura 18 -	Origem dos vórtices na ponta de uma asa finita.....	46
Figura 19 -	A origem da corrente descendente.....	47
Figura 20 -	Fator de perda de ponta de Prandtl.....	49
Figura 21 -	Fluxograma do projeto de otimização analítica.....	51
Figura 22 -	Acoplamento do QBlade.....	53
Figura 23 -	Geração de energia eólica por estado nos EUA.....	59
Figura 24 -	Seleção do local para aquisição dos dados.....	60

Figura 25 -	Distribuição de Weibull para Dakota do Sul.....	61
Figura 26 -	Frequência de distribuição de vento versus direção.....	62
Figura 27 -	Fluxograma do acoplamento <i>One-Way</i> (1 via).....	64
Figura 28 -	Fluxograma do acoplamento <i>Two-Way</i> (2 vias).....	65
Figura 29 -	Formas e dimensões dos aerofólios S818, S825 e S826.....	67
Figura 30 -	Plotagem dos coeficientes de sustentação " C_l " versus ângulo de ataque para diferentes velocidades.....	69
Figura 31 -	Plotagem dos coeficiente de arrastos " C_d " versus ângulo de ataque para diferentes velocidades.....	70
Figura 32 -	Plotagem da razão Glide Ratio (GR) versus ângulo de ataque para diferentes velocidade.....	74
Figura 33 -	Propostas de otimização.....	75
Figura 34 -	Seção transversal de uma pá e seus elementos principais.....	76
Figura 35 -	Seção transversal da pá.....	78
Figura 36 -	Forças no elemento de pá decompostas no plano do rotor (torque) e no eixo do rotor (impulso).....	79
Figura 37 -	Formação da esteira - Sua rotação é oposta a rotação de giro do rotor.....	81
Figura 38 -	Figura 38 - Velocidade no plano do rotor: a) à montante; b)no plano do rotor; c)à jusante.....	82
Figura 39 -	Fluxograma de projeto de pás de turbinas eólicas otimizadas.....	86
Figura 40 -	Montagem da pá de Phelps e Singleton (2012).....	89
Figura 41 -	Distribuição do ângulo de passo local obtida pelo método analítico e pelo modelo-base Phelps e Singleton (2012) para os perfis: (a) S818; (b) S825; (c) S826.....	90
Figura 42 -	Distribuição dos valores de corda obtidos pelo método analítico e pelo modelo-base Phelps e Singleton (2012) para os perfis: (a) S818; (b) S825; (c) S826.....	91
Figura 43 -	Geometria das pás propostas :(a) Phelps e Singleton (2012), (b) Pá otimizada por Betz, (c) Pá otimizada por Schmitz considerando o fator de Prandtl e (d) Pá otimizada por Schmitz desconsiderando o fator de Prandtl.....	92
Figura 44 -	Domínio fluido estacionário e rotativo.....	93

Figura 45 -	Corte de 1/3 do domínio: (a) Vista Frontal; (b) Vista isométrica.	94
Figura 46 -	Domínio completo do rotor.....	95
Figura 47 -	Malha de um terço do domínio: (a) Vista frontal; (b) Vista lateral; (c) Vista isométrica; (d) Camadas do inflation ao redor da pá.....	95
Figura 48 -	Evolução do torque com o refinamento da malha.....	97
Figura 49 -	Condições de contorno.....	98
Figura 50 -	Distribuição de pressão do fluxo de ar ao longo da turbina.....	101
Figura 51 -	Distribuição de pressão do fluxo de ar ao longo da turbina simulado no Ansys.....	102
Figura 52 -	Contornos de pressão a velocidade de vento de 12m/s para a uma razão $r/z = 25\%$: (a) Phelps; (b) Betz; (c) Shcmitz sem Prandtl; (d) Schmitz com Prandtl.....	104
Figura 53 -	Contornos de pressão a velocidade de vento de 12m/s para a uma razão $r/z = 50\%$: (a) Phelps; (b) Betz; (c) Shcmitz sem Prandtl; (d) Schmitz com Prandtl.....	105
Figura 54 -	Contornos de pressão a velocidade de vento de 12m/s para a uma razão $r/z = 75\%$: (a) Phelps; (b) Betz; (c) Shcmitz sem Prandtl; (d) Schmitz com Prandtl.....	105
Figura 55 -	Contornos de pressão a velocidade de vento de 12m/s para a uma razão $r/z = 95\%$: (a) Phelps; (b) Betz; (c) Shcmitz sem Prandtl; (d) Schmitz com Prandtl.....	106
Figura 56 -	Contorno de pressão na pá de Phelps e Singleton (2012).....	107
Figura 57 -	Contorno de pressão na pá de Betz.....	108
Figura 58 -	Contorno de pressão na pá de Schmitz sem F.....	108
Figura 59 -	Contorno de pressão na pá de Schmitz com F.....	109
Figura 60 -	Gráfico comparativo da potência versus a velocidade do vento..	109
Figura 61 -	Curva de potência real da GE 1.5XLE.....	110
Figura 62 -	Distribuição da viscosidade dos vórtices do efeito esteira ao longo da turbina simulado no Ansys.....	112
Figura 63 -	Distribuição da energia cinética turbulenta do efeito esteira ao longo da turbina simulado no Ansys.....	112
Figura 64 -	Geração da malha estrutural.....	113

Figura 65 -	Distribuição de tensão e deformação para o modelo de Phelps e Singleton (2012).....	114
Figura 66 -	Distribuição de tensão e deformação para o modelo de Betz.....	115
Figura 67 -	Distribuição de tensão e deformação para o modelo de Schmitz sem F.....	116
Figura 68 -	Distribuição de tensão e deformação para o modelo de Schmitz com F.....	117
Figura 69 -	Corte transversal de uma pá e seus componentes.....	120
Figura 70 -	Nova metodologia para a redução de peso da pá.....	121
Figura 71 -	Distribuição das espessuras.....	122
Figura 72 -	Comparação da tensão de Von-Mises.....	123

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 -	Fabricantes de pás eólicas com fábrica no Brasil, com suas localizações e capacidades.....	18
Tabela 2 -	Resumo do estado da arte.....	25
Tabela 3 -	Características dos aerofólios.....	67
Tabela 4 -	Comparação do coeficiente de sustentação numérico e experimental.....	70
Tabela 5 -	Comparação do coeficiente de arrasto numérico e experimental.	71
Tabela 6 -	Parâmetros de design para o modelo GE 1.5XLE.....	88
Tabela 7 -	Análise de convergência.....	96
Tabela 8 -	Propriedades de compósitos utilizados em turbinas eólicas.....	100
Tabela 9 -	Variáveis, restrições e objetivos de otimização.....	103
Tabela 10 -	Frequências naturais de vibrações para cada caso.....	113
Tabela 11 -	Pesos das pás nos quatros estudos de casos.....	118
Tabela 12 -	Distribuição inicial das espessuras do perfil e das longarinas.....	120

LISTA DE ABREVIATURA E SIGLAS

α	Ângulo de ataque
β	Ângulo de passo local
κ	Energia cinética turbulenta
ω	taxa de conversão de energia cinética em energia térmica
φ	ângulo de incidência do escoamento
B	Número de pás do rotor
BEM	<i>Blade Element Momentum</i>
C_{LD}	Coeficiente de sustentação para o maior Glide Ratio
c	Fator de escala
CCs	Condições de contorno
c(r)	Valor de corda variante com a posição radial
CFD	Fluidodinâmica computacional
F	Fator de correção de perda de Prandtl
FDP	Função de densidade de probabilidade
FSI	Interação fluido-estrutura
GR	Glide ratio
k	Fator de forma
LES	Large Eddy Simulation
MDAO	Otimização de análise de projeto multidisciplinar
MEF	Métodos dos elementos finitos
MVF	Método dos volumes finitos
R	Raio do rotor, m
RANS	Reynolds-Averaged Navier-Stokes,
Re	Número de Reynolds
TSR (λ_D)	Razão da velocidade na ponta da pá sobre a velocidade do vento
TSR Local (λ_r)	Tip speed ratio em uma determinada posição radial

SUMARIO

1	INTRODUÇÃO.....	16
1.1	ASPECTOS DA ENERGIA EÓLICA.....	16
1.2	PRODUÇÃO DE PÁS EÓLICAS NO BRASIL E NO MUNDO.....	17
1.3	PROJETOS DE PÁS EÓLICAS.....	19
1.4	JUSTIFICATIVA.....	20
1.5	OBJETIVOS.....	21
1.5.1	Geral.....	21
1.5.2	Específicos.....	21
2	ESTADO DA ARTE E CONCEITOS FUNDAMENTAIS.....	22
2.1	PRINCÍPIOS DE DESIGN DE TURBINAS EÓLICAS.....	25
2.2	REGIMES DE VENTO.....	28
2.2.1	Análise estatística para a velocidade do vento.....	28
2.2.2	Distribuição de Weibull.....	33
2.3	AERODINÂMICAS EM TURBINAS EÓLICAS.....	37
2.3.1	Forças de sustentação e arrasto.....	37
2.3.2	Torção da pá.....	41
2.3.3	Tip Speed Ratio (TSR).....	43
2.3.4	Arrasto induzido.....	45
2.3.5	Fator de correção de Prandtl (F).....	47
2.3.6	Operação da turbina eólica.....	49
3	METODOLOGIA.....	51
3.1	DETALHAMENTO DE SOFTWARE.....	52
3.1.1	QBlade/XFOIL.....	52
3.1.2	Solidworks.....	53
3.1.3	Matlab.....	54
3.1.4	Ansys.....	55
3.1.5	Relevância do CFD.....	55
3.2	CFD E MODELO FLUÍDICO.....	56
3.2.1	Modelos de turbulência.....	56
3.3	REGIÃO DE ESTUDO.....	58
3.4	INTERAÇÃO FLUIDO-ESTRUTURA E TIPOS DE ABORDAGEM FSI.....	62

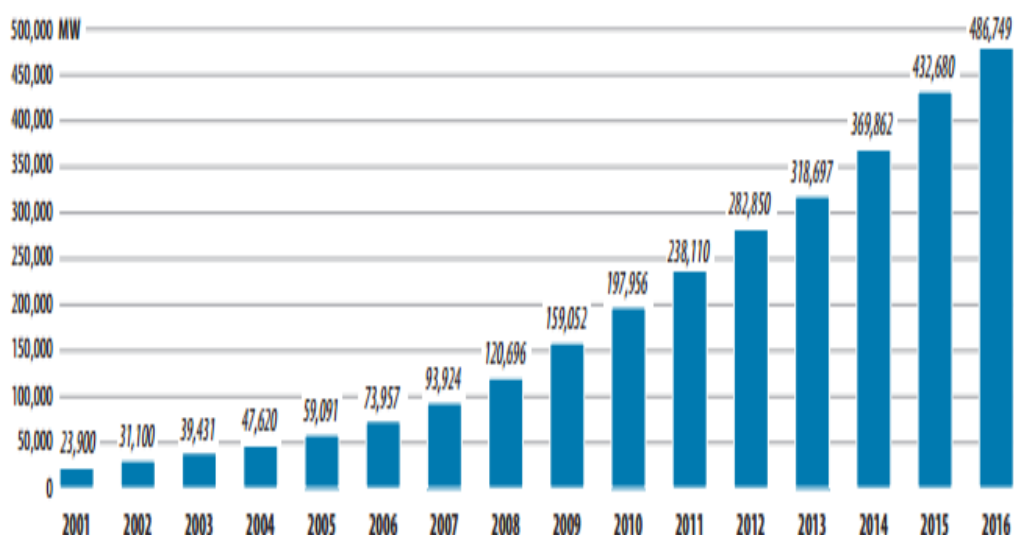
3.4.1	Abordagem Monolítica.....	63
3.4.2	Abordagem particionada.....	63
3.4.2.1	Acoplamento One-Way (1 via).....	63
3.4.2.2	Acoplamento Two-Way (2 vias).....	64
4	PROJETO.....	66
4.1	COMPOSIÇÃO DA PÁ.....	66
4.1.1	Família de aerofólios.....	66
4.2	AERODINÂMICA.....	68
4.2.1	Solução analítica para a geometria da pá.....	71
4.2.2	<i>Glide Ratio</i>.....	72
4.2.3	Processos de otimização.....	74
4.2.3.1	Ângulo de passo local β , por Betz.....	75
4.2.3.2	Comprimento de corda “c”, por Betz.....	78
4.2.3.3	Ângulo de passo local β , por Schmitz.....	80
4.2.3.4	Comprimento de corda “c”, por Schmitz.....	84
4.3	DESIGN DA PÁ.....	87
4.4	MODELO COMPUTACIONAL.....	92
4.4.1	Análise de convergência.....	96
4.4.2	Condições de contorno.....	97
4.5	PROPRIEDADES DOS MATERIAIS.....	98
4.6	VALIDAÇÃO DO MODELO.....	100
4.7	ANÁLISE DE OTIMIZAÇÃO MULTIDISCIPLINAR.....	102
5	RESULTADOS.....	104
5.1	RESULTADOS AERODINÂMICOS.....	104
5.2	OBTENÇÃO DAS POTÊNCIAS.....	109
5.3	FORMAÇÃO DA ESTEIRA.....	111
5.4	ANÁLISE MODAL.....	113
5.5	ANÁLISE DE TENSÕES.....	114
5.6	PESO ESTRUTURAL.....	118
5.6.1	Otimização do peso estrutural.....	119
6	CONCLUSÃO.....	125
7	SUGESTÕES DE TRABALHOS FUTUROS.....	126
	REFERÊNCIAS.....	127

1 INTRODUÇÃO

1.1 ASPECTOS GERAIS DA ENERGIA EÓLICA

A busca por fontes renováveis de energia vem crescendo de forma exponencial ao redor do mundo todo durante anos e, dentre elas, destaca-se a energia eólica que vem ganhando destaque, muito em função do abastecimento sobre as principais potências europeias. Esse panorama é retratado na figura 1 (GWEC, 2016 & BORGES, 2016).

Figura 1 - Capacidade de vento instalada cumulativa ao redor do mundo



Fonte: GWEC, 2016

Em 2013, de acordo com a European Agency for Safety and Health at Work (2013), a energia eólica representou 13% da capacidade energética europeia e 32% das novas capacidades de produção de energia da Europa. Ainda de acordo com a mesma agência, no ano 2010, cerca de 70 mil turbinas eólicas terrestres e mil turbinas eólicas marítimas já operavam na União Europeia empregando cerca de 192 mil pessoas. Em 2020, é provável que este ramo responda por cerca de 500 mil postos de trabalho, conforme relata a EWEA (2012).

O Brasil, também apresenta potencial. Segundo Filipe *et al* (2010), boa parte do território do País apresenta condições favoráveis a aplicações de turbinas eólicas para extração de energia, sobretudo a região Nordeste. Diante da situação exposta, é possível

perceber que a energia eólica contribui para o desenvolvimento destes locais, geração de empregos, arrecadamento dos municípios e etc. Ademais, uma das vantagens da energia eólica é que quando avaliada toda a cadeia produtiva como um todo, a geração de empregos neste ramo é entre 2,4 a 20 vezes maior em relação as fontes hidráulicas e termoeletricas (OLIVEIRA, 2014).

1.2 PRODUÇÃO DE PÁS EÓLICAS NO BRASIL E NO MUNDO

Apesar da crise financeira que o Brasil passa no atual momento, há uma expansão das unidades fabricantes de pás de turbinas eólicas no País. É o caso da Tecsis, uma das maiores fabricantes de pás do Brasil, com sede em Sorocaba, São Paulo, mas com outras filiais como em Camaçari, Bahia (OLIVEIRA, 2014).

Criada em 1995, quando a energia eólica ainda era incipiente no país, a companhia se viu obrigada a construir uma nova unidade no Nordeste para diminuir os custos logísticos, pois boa parte das pás produzidas pela Tecsis, em Sorocaba, é transportada de caminhão até os parques eólicos (G1, 2016). Contudo, 70% da sua produção é destinada ao mercado externo. Estas pás suprem, principalmente, os aerogeradores da montadora GE e se destinam geralmente ao mercado americano. Apesar de ter origem nacional, a Tecsis hoje é uma das maiores fabricantes de pás mundiais, capaz de produzir anualmente dez tipos diferentes de pás, sendo também responsável pela customização dos projetos (ABDI, 2014).

Uma das primeiras empresas a acreditar no potencial eólico do país, a Wobben iniciou suas atividades no Brasil em 1996, com a instalação de uma unidade em Sorocaba, SP. Em 2002 sua capacidade produtiva foi duplicada com a fábrica no Complexo Industrial e Portuário do Pecém, no Ceará. A Wobben produz cerca de 160 turbinas eólicas por ano em suas duas fábricas. No Ceará, está concentrado a produção de torres e pás e em Sorocaba fica a fabricação de pás e de componentes de controle da geração. Atualmente, ela é proprietária de cinco usinas eólicas onde comercializa a energia gerada com as concessionárias locais. No Brasil, a Wobben já instalou 216 turbinas eólicas (165 turbinas no PROINFA) totalizando 246,1 MW de potência instalada (219 MW no PROINFA). Hoje, esta indústria emprega milhares pessoas e fornece componentes eólicos, pás e torres para o mercado interno e externo (OLIVEIRA NETO, 2016).

Outro fabricante importante é a AERIS que teve no ano de 2011 o início de suas atividades, atendendo pedidos da montadora SUZLON. Com sede em Pecém, no Ceará, atualmente a empresa produz pás de 57 metros utilizadas nos aerogeradores de 3MW da ACCIONA além de desenvolver projeto para a fabricação de pás para a WEG (EXAME, 2017)

A LM Wind Power, mais recente fabricante a se instalar no Brasil, inaugurou em outubro de 2013 a primeira fábrica do Brasil em parceria com a EÓLICE. A fábrica está instalada em Recife, próximo ao porto de Suape, e é direcionada à produção de pás apropriadas para aerogeradores de 2 e 3 MW com até 55 metros de comprimento (ABDI, 2014). De acordo com o Jornal do Comércio (2013) a pretensão da empresa é produzir cerca de mil pás por ano. A tabela 1 apresenta os principais fabricantes de turbinas eólicas, por localização e capacidade de fabricação.

Tabela 1 - Fabricantes de pás eólicas com fábrica no Brasil, com suas localizações e capacidades

Fabricante de pás	Localização	UF
Tecsis	Sorocaba	SP
Wobben	Sorocaba	SP
Wobben	Pecém	CE
Aeris	Pecém	CE
LM Wind Power	Suape	PE

Fonte: Adpatado de Oliveira Neto, 2016.

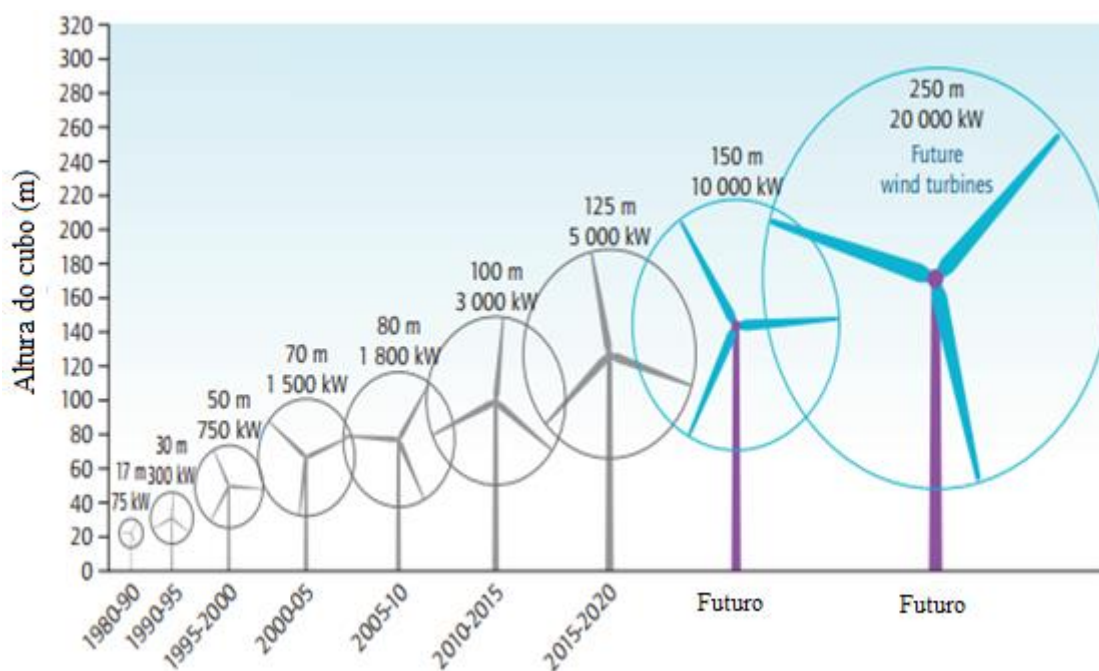
Todo esse panorama mostra o crescimento fabril, em escala local e global, em torno dessa tecnologia. Todas estas indústrias são grandes exportadoras tanto para o mercado norte-americano quanto para os europeus e buscam o crescimento nos países sul-americanos. Portanto, uma visão futura de um imenso crescimento deste tipo de energia nestes países, especialmente em países em desenvolvimento como o Brasil e que possuem uma certa vantagem geográfica, é bastante palpável e animadora.

Além do mais, os rotores de turbinas eólicas, atualmente, são fabricados com materiais compósitos que apresentam requisitos de peso, rigidez, aerodinâmica e

características de estruturas aeronáuticas (RUNCOS *et al.*, 2000). Contudo, há uma tendência atual que aponta para o desenvolvimento na direção de novos materiais compósitos híbridos com o intuito de melhorar as características dos componentes, dos pontos de vistas citados anteriormente (CASTRO, 2007). Essa busca por estudo e tecnologia favorece o desenvolvimento de mão de obra qualificada envolvendo estes novos materiais e, conseqüentemente, o surgimento de novas empresas, ramos de pesquisas, e setores que possam extrair o máximo de proveito desta matéria prima.

1.3 PROJETOS DE PÁS EÓLICAS

Na indústria eólica, há, cada vez mais, uma tendência de construir turbinas cada vez maiores, figura 3. De modo a continuar a aumentar a potência das turbinas eólicas, a área varrida pelos rotores tem que ser aumentada, isto é, os tamanhos das turbinas precisariam aumentar, resultando em novos desafios para os engenheiros estruturais. Só que para realizar tal tarefa, é necessário um maior aprofundamento na questão pá-rotor. Para Shokrich & Rafiee (2006), a pá é o componente mais importante em uma turbina eólica. A sua eficiência é determinante para a performance da turbina. A busca da forma ótima da pá e sua composição material é um problema complexo já que a descrição matemática da carga fluido dinâmica é complexa e muitos objetivos e restrições devem ser satisfeitos. CASÁS *et al* (2005) complementa afirmando que para alcançar este nível de detalhe são necessárias ferramentas mais sofisticadas como as CFD que possam realizar uma análise fluido-estrutura.

Figura 2 - Evolução dos diâmetros dos rotores de turbinas

Fonte: Pinto: 2013

Projetos de melhorias em pás de turbinas eólicas são alvos constantes dos engenheiros projetistas e que podem acarretar em um aumento da produção de energia, redução dos esforços mecânicos e peso, menor propagação de ruído e uma maior segurança ao longo de toda estrutura. Diversos parâmetros podem impactar no projeto de uma pá eólica, como a escolha dos aerofólios e suas espessuras, a geometria da pá e as características dos materiais utilizados para sua fabricação. Aperfeiçoamentos no projeto estrutural também podem implicar numa pá mais leve, economizando material e facilitando sua montagem. No entanto, normalmente, tais características implicam numa redução da potência e/ou aumento de esforços mecânicos, e, por isso é fundamental que os engenheiros projetistas entendam isso e alcancem o equilíbrio destas situações.

1.4 JUSTIFICATIVA

O projeto visa contribuir para o ramo eólico, tanto no Brasil quanto no mundo, propondo um novo método de projeto para pás de turbinas eólicas, a partir de dados disponíveis de regime de vento de uma determinada região. O foco é, caso uma nova empresa possua dados de vento de um dado local e esteja apta a funcionar, haja possibilidade de melhorias e otimização sob o aspecto energético/estrutural.

Desta forma, a ideia consiste em estabelecer uma metodologia de projeto de pá de turbina eólica, passando pela escolha de perfis, modelagem de vento, geometria e aprimoramento da pá, cálculos de cargas, análise fluídica-estrutural e otimização, para finalmente avaliar, sob diferentes aspectos de visão, de como se obter o melhor custo-benefício de projetos de pás.

Para tal, são necessárias várias ferramentas computacionais, a fim de estabelecer uma conexão entre eles para a obtenção e aprimoramento dos resultados. Neste trabalho, utilizou-se o Solidworks, MatLab®, Ansys Inc®. e Qblade para a obtenção das soluções.

1.5 OBJETIVOS

1.5.1 Geral

Desenvolver uma metodologia para a otimização de projeto de rotores de turbinas eólicas, através de ferramentas numéricas e computacionais.

1.5.2 Específicos

- Obter e/ou estimar coeficientes aerodinâmicos de diversos perfis utilizados na formação da pá;
- Investigação de locais aptos, através da distribuição de Weibull, para a aplicação da turbina;
- Levantamento das propriedades de materiais compósitos poliméricos reforçados com fibras, através da literatura;
- Desenvolver um modelo matemático e numérico de otimização/análise utilizando o *MatLab*®;
- Projeto da pá, via Solidworks;
- Validação do modelo comparando a artigos e outros softwares;
- Obtenção dos campos de pressões e formações das esteiras;
- Geração dos estudos de casos e análise paramétrica;
- Comparação do QBlade com o CFD.

2 ESTADO DA ARTE E CONCEITOS FUNDAMENTAIS

Melo *et al* (2013) apresentaram um método utilizando simulação em CFD sobre o perfil S814 mostrando que boas práticas de CFD trazem resultados consistentes, como um estudo de refino de malha, por exemplo. Além disso, eles mostraram que o fator que mais impacta na sustentação de um perfil é o ângulo de ataque e não a velocidade do vento/número de Reynolds. Já Gomez-Iradi *et al* (2009) executam uma simulação CFD através da NREL Phase VI para diferentes velocidades, visando estudar a distribuição de pressões ao longo da pá e os principais ângulos que compõem o escoamento do fluxo de ar.

Lysen (1983), Mathew (2006), Manwell (2010), Hansen (2015) estabelecem técnicas e conceitos aerodinâmicos que embasam relações entre propriedades de aerofólios, princípios de sustentação e arrasto, impulso experimentado pelo rotor e potência produzida. O projeto do rotor é baseado na teoria do momento do elemento de pá (*Blade Element Theory* –BEM). O BEM possui várias hipóteses para sua validação, da qual a principal entre elas é a abordagem do escoamento como uniforme, caso raro de ser visto na prática. Contudo, este método é bem abrangente, englobando desde a escolha dos perfis aerodinâmicos, passando pelos coeficientes de sustentação (C_L) e arrasto (C_D) e da velocidade de projeto até chegar no ângulo de torção (β), que mantém o ângulo de ataque (α) escolhido em todo o comprimento da pá para a velocidade do vento e a distribuição da corda (c) ao longo de todo seu *span*.

Karlsen (2009) realizou utilizou ferramentas de CFD acopladas ao modelo BEM para analisar uma pá composta apenas por um perfil NREL S826, comparando os resultados a experimentos em túneis de vento, enquanto Esfahanian *et al* (2013) e Sorensen *et al* (2016) uniram a modelagem CFD com o BEM com o objetivo de determinar a curva de potência da máquina e calcular as forças e os momentos impostos ao rotor da turbina que são essenciais para o projeto aeroelástico da pá. Titus *et al.* (2016) utilizam de ferramenta computacional para calcular os coeficientes de pressão ao longo de um NACA 4412, abordando escoamentos com e sem viscosidades, enquanto Wenzel (2008) modelou uma pá, através de um método simplificado, comparando seus resultados com testes em túnel de vento. Pires e Oliveira (2010) apresentam uma modelagem computacional da estrutura de uma pá, considerando aspectos aerodinâmicos. Eles notaram que quanto menor a espessura da parede da pá, maior é o deslocamento da ponta,

com a aplicação da carga e, portanto, maior será o risco de falha e ruptura da máquina. Já Gómez (2014) utilizou Dinâmica de Fluidos Computacional para realizar simulações em turbinas eólicas de eixo vertical analisando diversas propriedades como os valores da corda aerodinâmica, dos perfis escolhidos, o número de pás, entre outros.

Hu *et al* (2009) realizaram experimentos sobre o desenvolvimento da esteira de turbina utilizando um anemômetro de fio quente. Seus resultados mostram que a formação da esteira é traçada através de uma curva helicoidal com direção oposta à rotação da máquina. Aubrun *et al* (2013) realiza uma comparação entre um caso de uma turbina não rotativa, baseada na teoria do disco atuador, e um caso real, com o intuito de analisar a potência e a distribuição de pressão ao longo da estrutura.

Yoo *et al* (2001) realiza uma análise modal em turbinas com as pás torcidas. Chen *et al* (2009) utiliza o método dos elementos finitos para obter a resposta induzida pelos ventos das pás do rotor e, em seguida, obter os deslocamentos máximos da mesma. Fedorov (2010) une os dois trabalhos. Cai *et al* (2013) detalha simulações CFD em uma turbina de 1,5 MW e analisa diversos aspectos como, as frequências de vibrações da máquina, distribuição de pressões e tensões e cálculo de potência. Além disso, ele sugere uma boa concordância com o software de projeto e certificação de turbinas eólicas, o GH-Bladed.

Polat e Tuncer (2013) aplicaram uma metodologia para a otimização da forma da pá de turbinas de eixo horizontal, do ponto de vista aerodinâmico, baseado em algoritmo genético e no BEM. Eles utilizaram o programa XFOIL que pode utilizar curvas com base em Bézier ou em perfis já existentes. Oliveira (2014) também desenvolveu uma metodologia de otimização aero estrutural utilizando apenas ferramentas numéricas.

Chehouri (2015) foca na minimização do custo da energia para que a energia eólica se torne mais competitiva e economicamente atraente. Além disso, ele propõe alternativas de otimização sob o ponto de vista da maximização do impulso e torque do rotor.

Vasjaliya (2013) avaliou como maximizar a eficiência aerodinâmica e a robustez estrutural, tentando reduzir a massa total da pá e seu custo, utilizando o QBlade para a simulação 2D e o ANSYS ACP para 3D e simulação estrutural. Para tal, ele realizou uma simulação fluido-estrutura (FSI) sobre a pá, para depois propor um novo design, visando

melhorar as características já mencionadas. WANG *et al* (2016) realizou um estudo de caso utilizando FSI unidirecional (*1 way*), através do Ansys Fluent, numa turbina de grande porte WindPACT 1.5MW mostrando pontos máximos de tensões e deformações ao longo da pá. Ele frisa que o modelo BEM apresenta limitações e que uma análise via MEF e MVF trará resultados melhores.

Carlson *et al* (2009) apresenta uma proposta para a redução do peso e do custo da máquina, caso a tecnologia de fabricação de pás em fibras de carbono substituía a fabricação em fibra de vidro. Norlin (2012) também investigou o projeto de máquinas com rotores de pás mais leves, mostrando os prós e contras na utilização deste novo material da pá, explorando as possibilidades que o uso do mesmo poderia trazer. Para tal análise, ele utilizou scripts no MatLab® e no FEMAP API, que permite que qualquer pá de turbina possa ser criada, com pouca ou nenhuma intervenção do usuário após a concepção da pá.

Tahani (2017) pesquisou uma otimização de um rotor de turbina eólica, variando o valor da corda e do ângulo de torção da pá e suas influências no desempenho da máquina em intensidades de turbulência de 1% e 8%. Para tal, ele utilizou o método BEM de análise e elaborou vários cenários para a melhor escolha. A partir desta escolha, um software CFD foi utilizado com a ideia de monitorar a dinâmica de fluido e concluiu-se que o aumento da intensidade turbulenta faz com que a esteira se recupere de maneira mais rápida e também que o atraso do estol é benéfico para a máquina, pois a separação do fluxo se atrasa e há, portanto, uma maior produção de energia.

Como já mencionado, há diversas empresas fabricantes de pás espalhadas pelo mundo, contudo os seus *modus operandi* já são determinados e repetitivos e, portanto, já um padrão na fabricação destas pás. Contudo, nem todo lugar está apto a receber qualquer turbina e, portanto, um levantamento preciso deverá ser feito. Assim, este trabalho tem como objetivo criar uma metodologia baseada em um estudo de caso, que adapte de forma genérica, uma fabricação de pás de turbinas para um determinado regime de vento, sob o ponto de vista ótimo da aerodinâmica e custo. Sintetizando os principais trabalhos, a tabela 2 foi montada estabelecendo um paralelo ao trabalho proposto

Tabela 2 - Resumo do estado da arte

	Karlsen (2009)	Hu (2009)	Gomez (2009)	Aubrun (2013)	Esfahanian (2013)	Vasjaliya (2013)	Sorensen (2016)
Cp/Potência e TSR	X	X	X	X	X	X	
Coefficientes aerodinâmicos		X		X	X	X	
Descolamento, Stall e Torque			X		X	X	
Dist.presão				X	X	X	
Formação da esteira		X		X			X
Efeito parede e angulos			X		X		
Carregamento							X
Frequencia							
Deslocamento							
Tensoa							
Otimização estrutural						X	

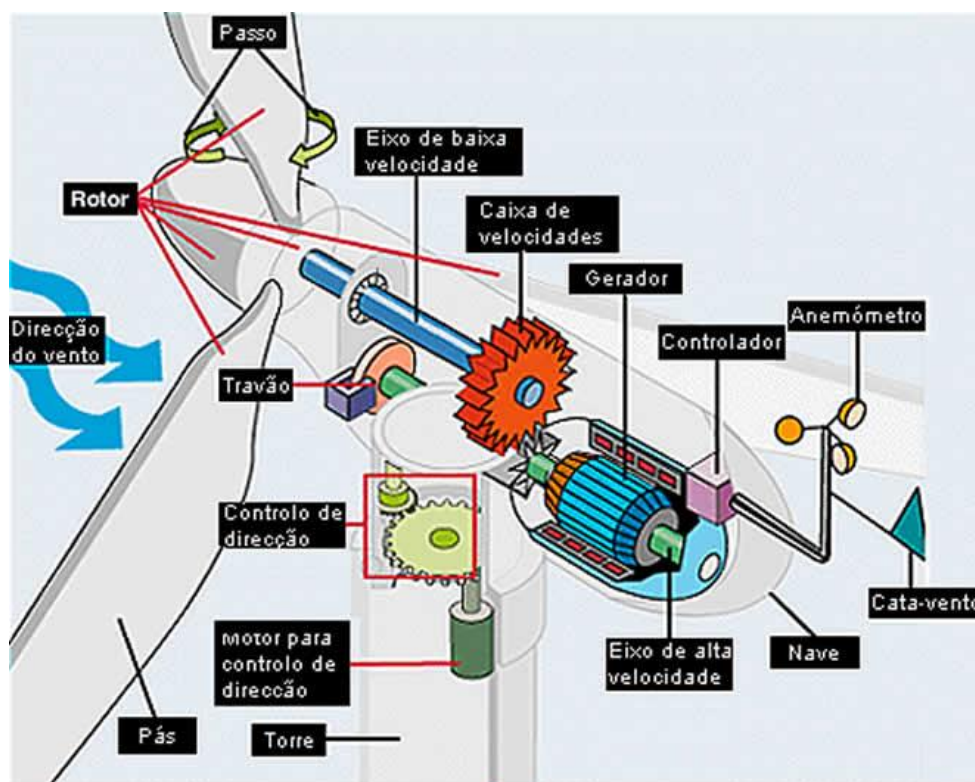
	Yoo (2001)	Chen (2009)	Fedorov (2009)	Cai (2013)	Oliveira (2014)	Wang (2016)	Proposto (2018)
Cp/Potência e TSR					X	X	X
Coefficientes aerodinâmicos					X		X
Descolamento, Stall e Torque							X
Dist.presão				X		X	X
Formação da esteira							X
Efeito parede e angulos					X		X
Carregamento				X		X	X
Frequencia	X		X	X	X	X	X
Deslocamento		X	X	X		X	X
Tensoa				X		X	X
Otimização estrutural					X		X

Fonte: Autor

2.1 PRINCÍPIOS DE DESIGN DE TURBINAS EÓLICAS

O princípio de funcionamento da turbina eólica atrai os engenheiros por gerar energia através da força da natureza, através do movimento rotativo das pás. Para execução deste processo, as pás das turbinas eólicas aproveitam a energia do fluxo de ar que se aproxima a fim de aumentar o torque no rotor e produzir mais energia (VASJALIYA, 2013). Para que a turbina eólica funcione de forma mais eficiente e aumente o tempo de operação durante as condições de altas velocidades e rajadas, é essencial, que além dos sistemas de controles, haja uma estrutura robusta que cubra não apenas o essencial da geração de energia, mas também reduza o efeito dos danos nestes casos extremos. Os principais componentes de uma turbina são mostrados na figura 3.

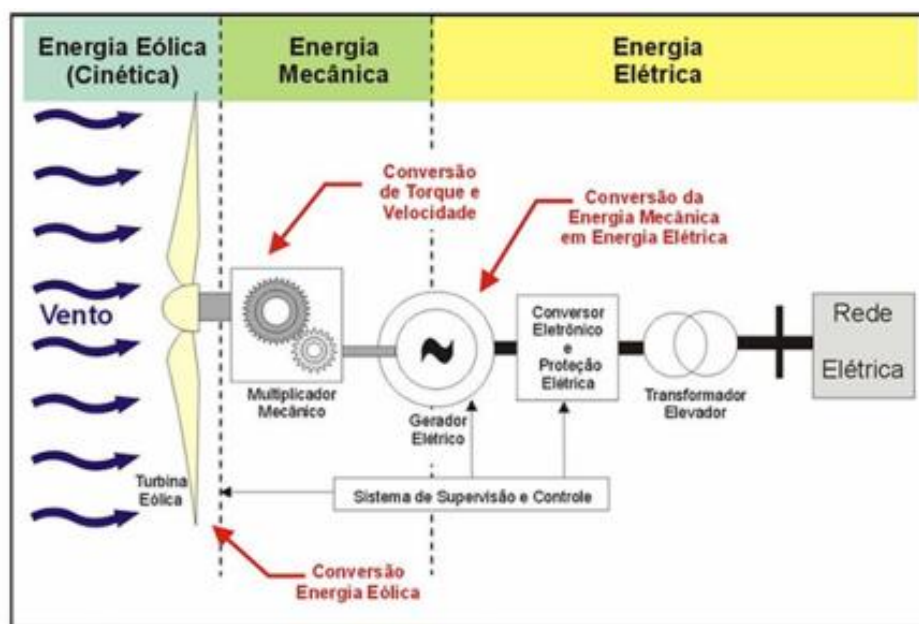
Figura 3 - Principais componentes da turbina eólica



Fonte: Vasjaliya, 2013.

De um modo geral, seguindo o princípio de conservação de energia e considerando algumas perdas entre os processos, um aerogerador converte energia a partir de dois processos. Inicialmente, a energia cinética proveniente do vento é transferida para o gerador que, posteriormente, a converte em energia elétrica que será distribuída para rede. Esses processos estão demonstrados na Figura 4. O vento atinge as pás do rotor que se movimentam, transferindo-o para um sistema de engrenagens que multiplicam a frequência do rotor. Essa velocidade é transmitida para o gerador elétrico responsável por produzir a eletricidade através de indução eletromagnética (PICOLO, 2014).

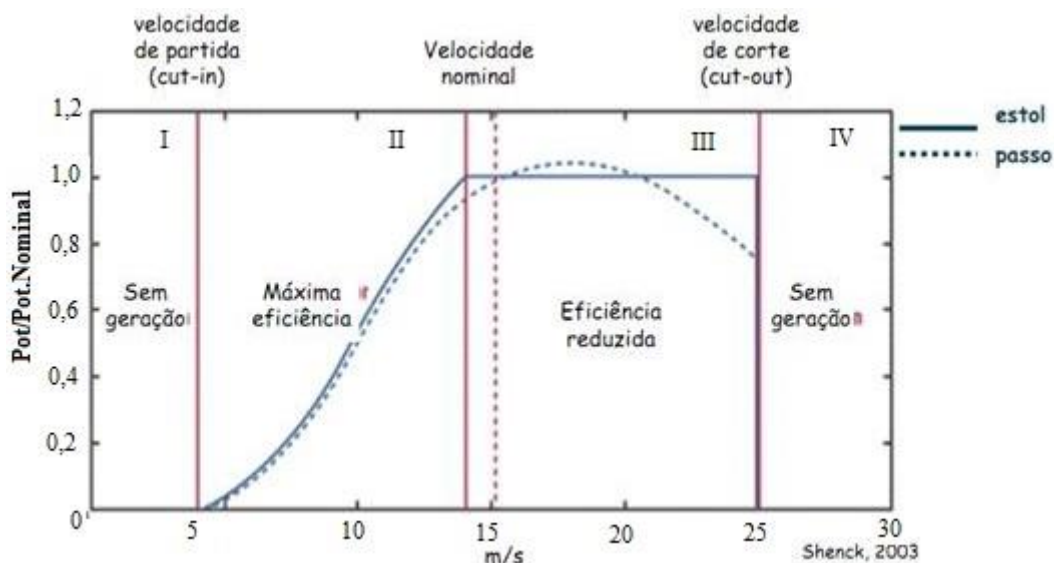
Figura 4 - Esquema geral de funcionamento de um aerogerador



Fonte: Picolo, 2014.

As turbinas eólicas apresentam uma curva de potência característica como a mostrada na Figura 5. Na zona I, a velocidade do vento é demasiada baixa para que ocorra a produção de energia. A partir da velocidade de partida, V_{cut-in} , na zona II, a turbina inicia a produção de energia mas com valores inferiores à produção nominal. Nesta zona (II), a produção aumenta com o cubo da velocidade do vento até atingir a velocidade nominal, V_{rated} . A partir desta velocidade, a turbina funciona na zona III, de produção nominal, onde a produção de eletricidade é aproximadamente constante. A transição da zona III para a zona IV se dá quando a velocidade atinge o valor de $V_{cut-out}$, a partir da qual não ocorre produção de eletricidade pois o funcionamento neste regime seria prejudicial para a turbina (SILVA, 2011).

Figura 5 - Curva de potência característica de turbinas eólicas



Fonte: Polinder, 2005.

2.2 REGIMES DE VENTO

2.2.1 Análise estatísticas para a velocidade do vento

A velocidade do vento é por natureza uma variável estocástica, ou seja, está mudando continuamente, tornando desejável descrevê-la por métodos estatísticos (JOHNSON, 2001). Isso pode fornecer informações importantes como o número de horas para as quais a velocidade está dentro de um intervalo específico, por exemplo. Normalmente, esses dados são melhores representados através de histogramas, onde o domínio da velocidade do vento é dividido em intervalos e o número de vezes que o registro de vento está neste intervalo é contado (MATHEW, 2006).

Da aritmética básica, a velocidade média de um conjunto de dados V_i , é dada pela equação 1 (JOHNSON, 2001):

$$\bar{V} = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n V_i \quad (1)$$

Onde n é o tamanho da amostra ou o número de valores medidos.

Tomando “ m_i ” como o número de ocorrências de uma determinada velocidade de vento V_i , a equação 2 apresenta a probabilidade “ p ” desta velocidade discreta de vento V_i ocorrer (JOHNSON, 2001):

$$p(V_i) = \frac{m_i}{n} \quad (2)$$

Com esta definição, a soma de todas as probabilidades será unitária, como mostra a equação 3 (JOHNSON, 2001):

$$\sum_{i=1}^n p(V_i) = 1 \quad (3)$$

Define-se também uma função de distribuição cumulativa $F(V_i)$ como a probabilidade de a velocidade do vento medida ser menor ou igual a V_i , equação 4 (JOHNSON, 2001):

$$F(V_i) = \sum_{j=1}^i p(V_j) \quad (4)$$

Note que a função de distribuição cumulativa tem as seguintes propriedades (JOHNSON, 2001):

$$F(-\infty) = 0 \text{ e } F(\infty) = 1 \quad (5)$$

Pode-se também, eventualmente, precisar de uma probabilidade da velocidade do vento estar entre certos valores. Seja essa probabilidade $P(V_a \leq V \leq V_b)$ onde V_b pode ser um número muito grande, ela é definida como na equação 6 (JOHNSON, 2001):

$$P(V_a \leq V \leq V_b) = \sum_{i=a}^b p(V_i) \quad (6)$$

No entanto, como a velocidade do vento é uma variável contínua, e, portanto, difícil de ser mensurada, é necessário modelar a curva de frequência da velocidade do vento por uma função matemática. Quando se faz isso, os valores de probabilidade $p(V_i)$ se tornam uma função de densidade de probabilidade (fdp), $f(V)$. Similarmente à equação 3, a área sob a curva da fdp é unitária, como mostrado na equação 7 (JOHNSON, 2001):

$$\int_0^{\infty} f(V) dV = 1 \quad (7)$$

A função de distribuição cumulativa $F(V)$ é dada pela equação 8 (JOHNSON, 2001):

$$F(V) = \int_0^V f(x) dx \quad (8)$$

A variável x dentro da integral é apenas uma variável que representa a velocidade do vento para propósito de integração (JOHNSON, 2001).

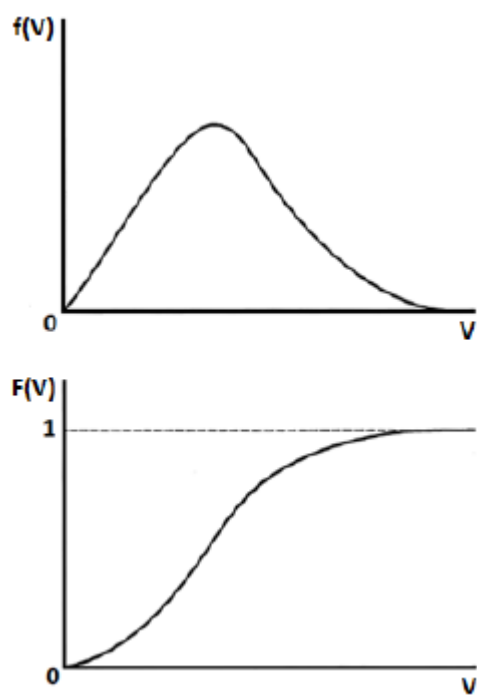
Ambas as integrações acima começam em zero porque a velocidade do vento não pode ser negativa. Quando a velocidade do vento é considerada como uma variável aleatória contínua, a função de distribuição cumulativa tem as propriedades $F(0) = 0$ e $F(\infty) = 1$. A quantidade $F(0)$ não é necessariamente zero no caso discreto porque haverá normalmente algumas velocidades de vento iguais a zero medidas que estão incluídas em $F(0)$. No caso contínuo, no entanto, $F(0)$ é a integral da Eq. 8 com os dois limites de integração iguais a zero. Uma vez que $f(V)$ é uma função bem definida em $V = 0$, a integração tem que render um resultado nulo (JOHNSON, 2001).

Invertendo-se a equação 8, tem-se a fdp mostrada na equação 9 (JOHNSON, 2001):

$$f(V) = \frac{dF(V)}{dV} \quad (9)$$

A relação geral entre $f(V)$ e $F(V)$ é esboçada na Figura 6. $F(V)$ começa em 0, tendendo assintoticamente ao valor unitário.

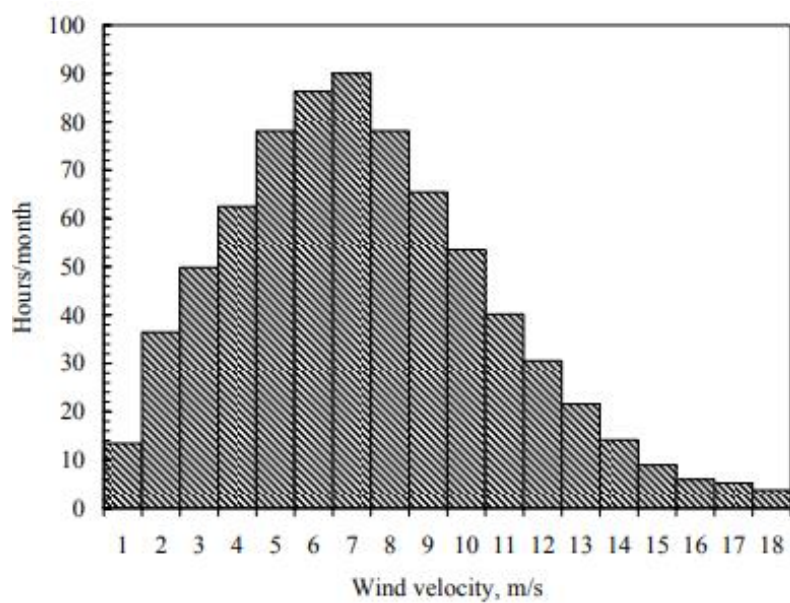
Figura 6 - Relação geral entre a função densidade de probabilidade, $f(V)$, e a função de distribuição cumulativa, $F(V)$



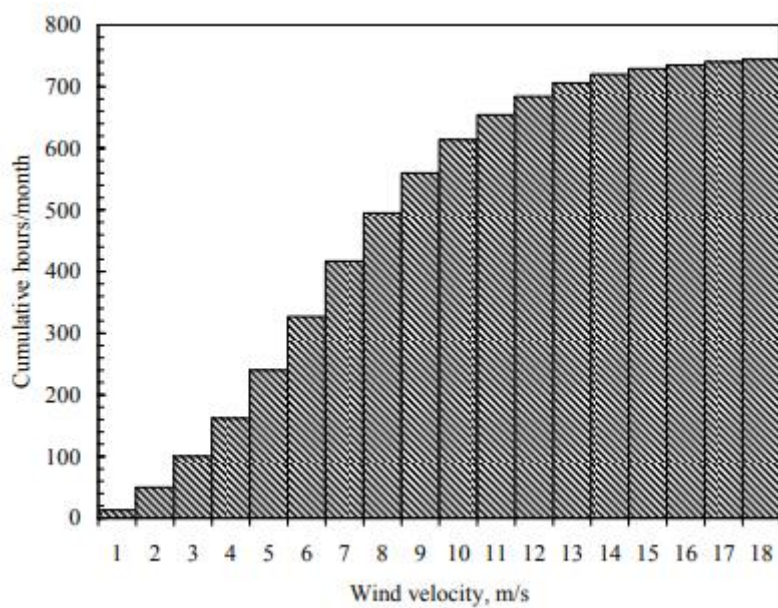
Fonte: Johnson, 2001.

Perceba que as curvas se assemelham bastante com a medição de um caso real e com um elevado número de observações, como mostrado na figura 7 (MATHEW, 2006).

Figura 7 - Distribuição de vento: (a) Distribuição de probabilidade mensal de vento; (b) Distribuição cumulativa de velocidade de vento



(a)



(b)

Fonte: Mathew, 2006.

O valor médio da fdp $f(V)$ é dado pela equação 10:

$$\bar{V} = \int_0^{\infty} V f(V) dV \quad (10)$$

E a variância é dada por:

$$\sigma^2 = \int_0^{\infty} (V - \bar{V})^2 f(V) dV \quad (11)$$

Essas equações são usadas para computar valores teóricos de média e variância para uma grande variedade de funções estatísticas que são usadas em várias aplicações.

2.2.2 Distribuição de Weibull

Existem várias distribuições probabilísticas que podem ser utilizadas para representar o comportamento do vento, e cada uma delas representa um determinado padrão eólico. Ou seja, o comportamento de vento de um determinado local pode ser melhor retratado por uma determinada distribuição probabilística; enquanto que, para outro local com diferente comportamento eólico, uma segunda distribuição pode fornecer resultados melhores (SILVA, 2003).

Sendo assim, vários modelos probabilísticos são utilizados, e a escolha depende principalmente do comportamento de vento observado. As principais distribuições de probabilidade utilizadas pela engenharia eólica são (SILVA, 2003):

- Distribuição Normal ou Distribuição Gaussiana;
- Distribuição Exponencial;
- Distribuição de Rayleigh;
- Distribuição de Weibull.

A busca de uma única distribuição que retrate de forma satisfatória o maior número de comportamentos de vento, motivou pesquisadores a analisar de forma aprofundada os diversos métodos probabilísticos. Esses estudos constataram que a distribuição de Weibull conseguia retratar bem um grande número de padrões de comportamento de vento. Isto se dá principalmente porque a distribuição de Weibull incorpora, com a mudança de seus parâmetros, tanto a distribuição exponencial, quanto a

distribuição de Rayleigh, além de fornecer uma boa aproximação da distribuição normal (ANDRADE, 2018).

Ao representar o comportamento do vento de velocidade V , uma distribuição de Weibull é uma função densidade de probabilidade como a descrita pela equação 12 (ANDRADE, 2018):

$$f(V) = \frac{k}{c} \left(\frac{V}{c} \right)^{k-1} \exp \left[- \left(\frac{V}{c} \right)^k \right], (k > 0, V > 0, c > 1) \quad (12)$$

Substituindo esta expressão na equação 10, chegamos a equação 13:

$$\bar{V} = \int_0^{\infty} \frac{Vk}{c} \left(\frac{V}{c} \right)^{k-1} \exp \left[- \left(\frac{V}{c} \right)^k \right] dV \quad (13)$$

Fazendo uma mudança para a variável x onde:

$$x = \left(\frac{V}{c} \right)^k \quad (14)$$

A velocidade média poderá ser descrita pela equação 15:

$$\bar{V} = c \int_0^{\infty} x^{1/k} e^{-x} dx \quad (15)$$

Essa expressão é semelhante a uma função matemática chamada Função Gama, geralmente descrita na forma da equação 16:

$$\Gamma(y) = \int_0^{\infty} e^{-x} x^{y-1} dx \quad (16)$$

Para expressar a velocidade média em termos da Função Gama, precisa-se determinar a variável y em função do parâmetro de forma k de Weibull. Percebe-se que, pelas integrais das equações 15 e 16, isso é possível fazendo com que os expoentes da variável x sejam iguais, ou seja, $1/k = y-1$ e então $y = 1+1/k$. Assim a média da velocidade é dada pela equação 17:

$$\bar{V} = c\Gamma\left(1 + \frac{1}{k}\right)dx \quad (17)$$

Valores tabelados para a Função Gama $\Gamma(y)$ são dados apenas para $1 \leq y \leq 2$. Para valores de y fora desse intervalo, a relação recursiva dada pela equação 18 deve ser usada:

$$\Gamma(y+1) = y\Gamma(y) \quad (18)$$

Se y é um número inteiro:

$$\Gamma(y+1) = y! = y(y-1)(y-2)\dots(1) \quad (19)$$

Normalmente os dados de vento coletados em um lugar são usados diretamente para calcular a velocidade média $\bar{V}$. Uma boa estimativa para o fator de escala c pode ser obtida da equação 17, isolando c .

Pode ser demonstrado, por substituição na equação 8 de $f(x)$ por $f(V)$ e de dx por dV , que a função de distribuição cumulativa de Weibull pode ser dada pela Eq. 20 satisfazendo à equação 9 e também a outros requerimentos de uma função de distribuição, ou seja, $F(0) = 0$ e $F(\infty) = 1$.

$$F(V) = 1 - \exp\left[-\left(\frac{V}{c}\right)^k\right] \quad (20)$$

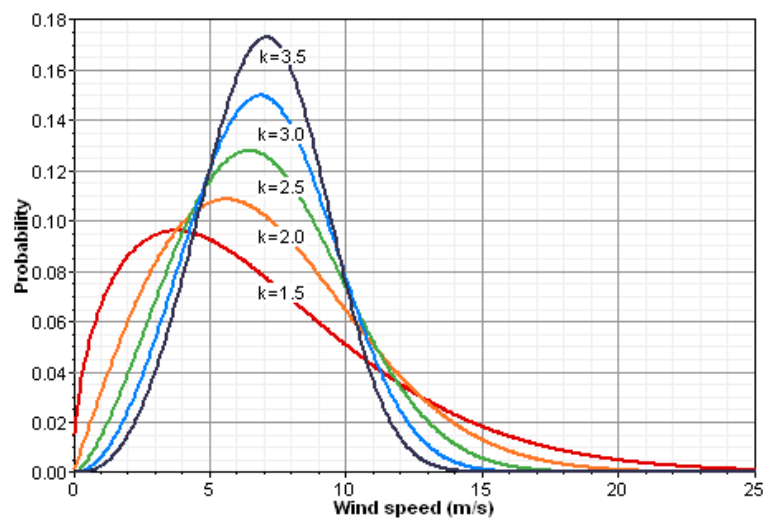
A variância da função de distribuição cumulativa de Weibull é:

$$\sigma^2 = c^2 \left[\Gamma\left(1 + \frac{2}{k}\right) - \Gamma^2\left(1 + \frac{1}{k}\right) \right] = (\bar{V})^2 \left[\frac{\Gamma\left(1 + \frac{2}{k}\right)}{\Gamma^2\left(1 + \frac{1}{k}\right)} - 1 \right] \quad (21)$$

Fazendo uma análise do parâmetro “ k ” através da fdp (fixando-se o valor de “ c ”, à medida que o valor de “ k ” aumenta), os valores da velocidade do vento tendem a se concentrar em torno do seu valor médio, como mostrado na figura 8. Observa-se, portanto, que quanto maior o k , maior a constância do vento. O oposto ocorre com o parâmetro c , figura 9, onde fixando o valor do fator de forma “ k ”, um aumento no valor

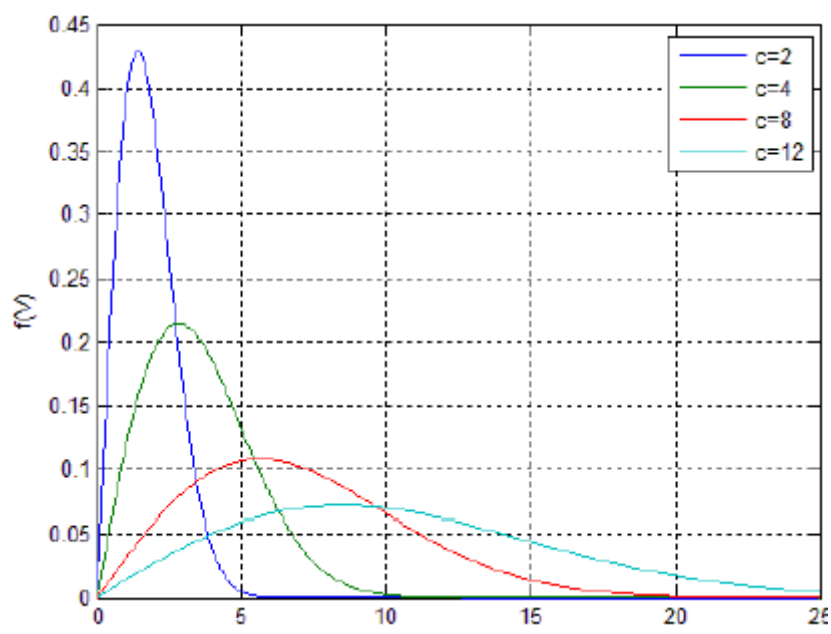
do parâmetro de escala c provoca uma maior dispersão da distribuição em torno de seu valor médio (OLIVEIRA FILHO, 2017 e ANDRADE, 2018).

Figura 8 - FDP de Weibull fixando o " c " e variando o " k "



Fonte: Andrade, Oliveira Filho *et al.*, 2017.

Figura 9 - FDP de Weibull fixando o " k " e variando o " c "



Fonte: Andrade, Oliveira Filho *et al.*, 2017.

As características do vento local são intrínsecas ao fator de forma, que pode ser expresso pela equação 22 para $1 \leq k < 10$ (JUSTUS, HARGRAVES e YALCIN, 1976) (MANWELL e MCGOWAN, 2010):

$$k = \left(\frac{\sigma_v}{V} \right)^{-1.086} \quad (22)$$

Onde:

σ_v é o desvio padrão dos dados de velocidade

A razão $\sigma_v/\bar{V}$ representa a intensidade média de turbulência local. Por fim, o parâmetro de escala c é determinado a partir do seu isolamento da equação 17:

$$c = \frac{\bar{V}}{\Gamma\left(1 + \frac{1}{k}\right)} \quad (23)$$

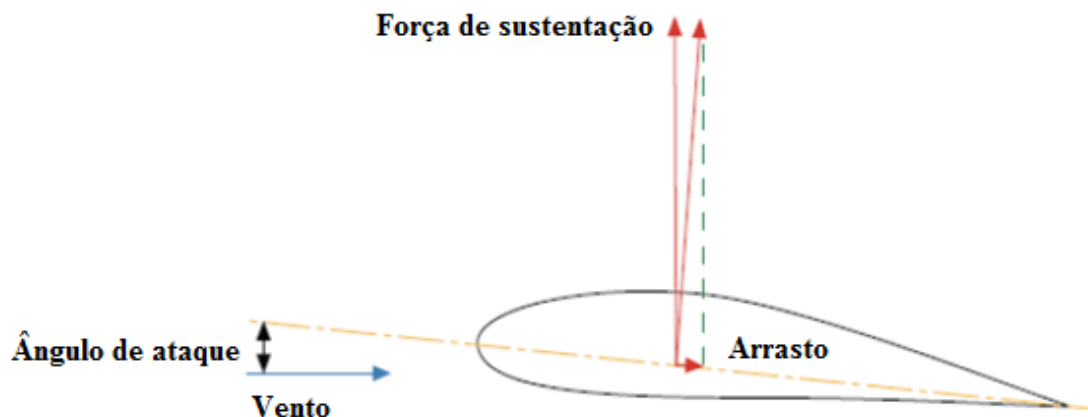
2.3 AERODINÂMICA EM TURBINAS EÓLICAS

Pás de turbinas eólicas são moldadas para gerar a máxima potência do vento sob custo mínimo e o seu design é impulsionado pelos requisitos aerodinâmicos. Este processo de design começa com um compromisso de "melhor palpite" entre eficiência aerodinâmica e estrutural. A escolha dos materiais e o processo de fabricação também terão uma influência sobre quão fina a pá poderá ser construída. Similarmente a uma asa de avião, as pás das turbinas eólicas funcionam gerando sustentação e arrasto, devido à sua forma. O extradorso, superfície curva superior, gera menores pressões quando comparadas as do intradorso, superfície quase plana inferior, produzindo as forças de sustentação e arrasto, sendo elas perpendicular e paralela à direção do fluxo do ar, respectivamente (BIANCHI, 2007 & VASJALIYA, 2013).

2.3.1 Forças de sustentação e arrasto

Como dito, a força perpendicular ao fluxo de entrada é conhecida como a força de sustentação L (*Lift*, da língua inglesa) e a força paralela ao fluxo de entrada é conhecida como a força de arrasto D (*Drag*, da língua inglesa), figura 10.

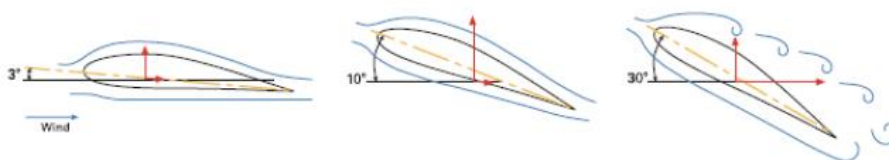
Figura 10 - Sustentação e arrasto no aerofólio



Fonte: Adaptado de Vasjalyia, 2013

A força de sustentação aumenta quando a pá é rotacionada para se apresentar em ao vento em um ângulo maior (ângulo de ataque, AoA). Com o aumento do AoA, a pá tende a entrar em "*stall*" e a sustentação começa a diminuir, figura 11. Há, também, uma força retardadora na pá: o arrasto, paralelo ao fluxo do vento, e que também aumenta com o ângulo de ataque. Se o formato do aerofólio for bom, a força de sustentação é muito maior que a de arrasto, mas para ângulos muito altos, especialmente nas regiões de *stall* das pás, o arrasto aumenta dramaticamente e governa a aerodinâmica. Devido a este fenômeno, o melhor ângulo de operação é, geralmente, abaixo do ângulo de estol, conduzindo-nos a uma máxima relação L/D (*lift/drag*) ou Glide Ratio (GR) (ANDERSON JR, 2015).

Figura 11- Escoamento do fluxo para diferentes ângulos de ataque

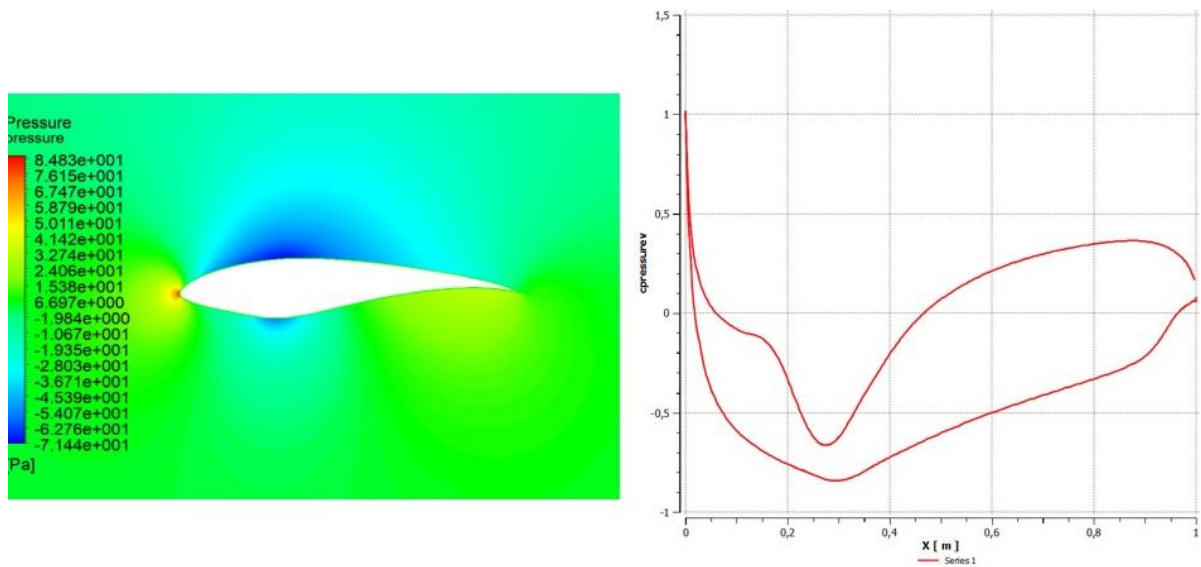


Fonte: Vasjalyia, 2013

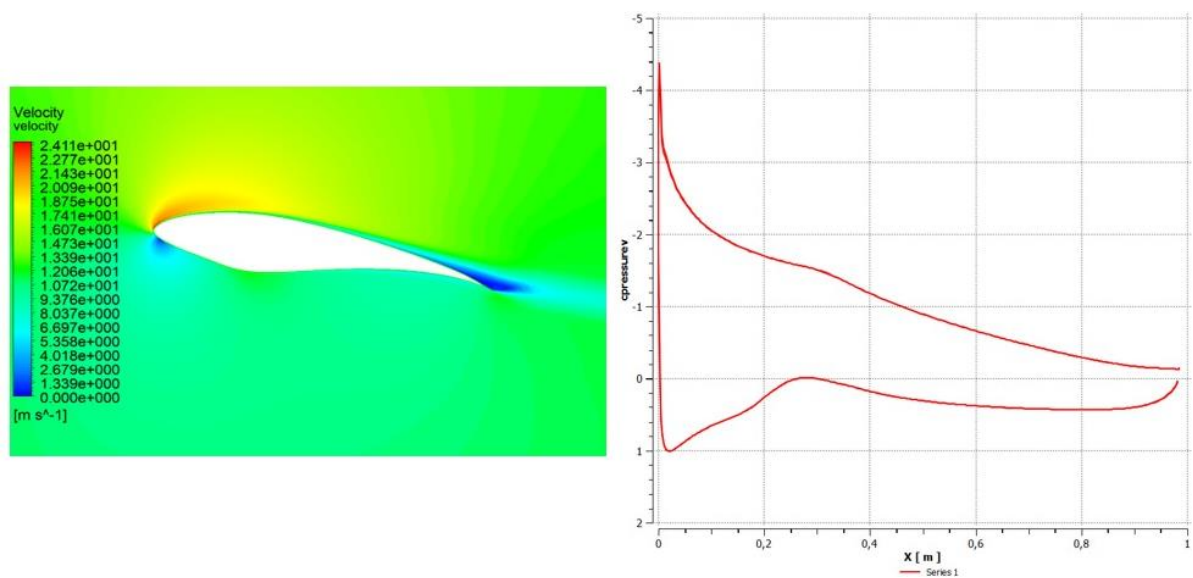
O fenômeno de estol pode ser também observado nas simulações CFD. A figura 12 mostra o desprendimento da camada limite e a distribuição do coeficiente de pressão

ao longo do comprimento de corda do perfil já normalizado. Os casos são gerados para os ângulos de 0° , 10° e 20° .

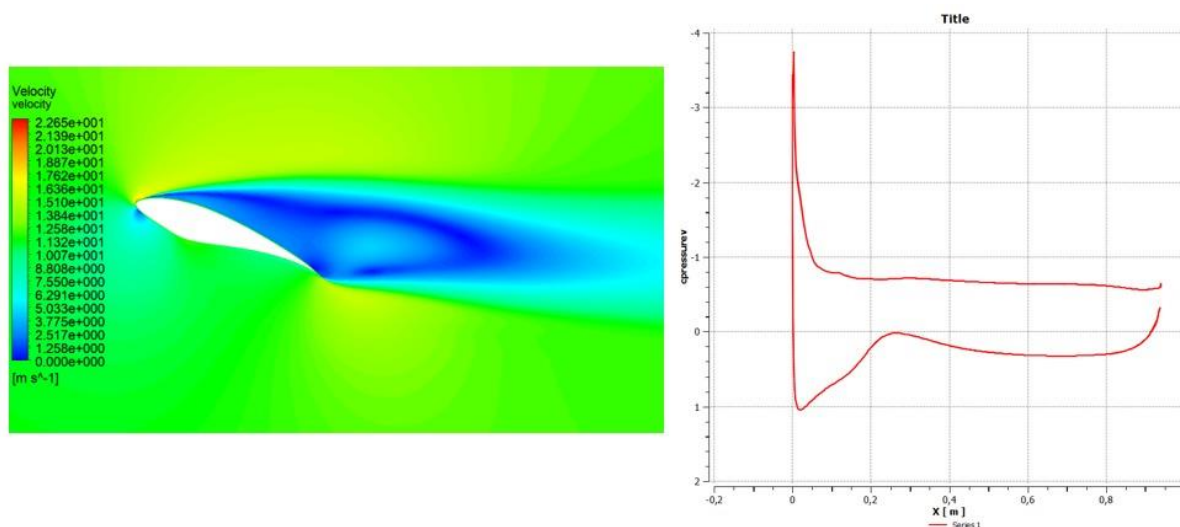
Figura 12 - Descolamento da camada limite para 0° (a), 10° (b) e 20° (c)



(a)



(b)

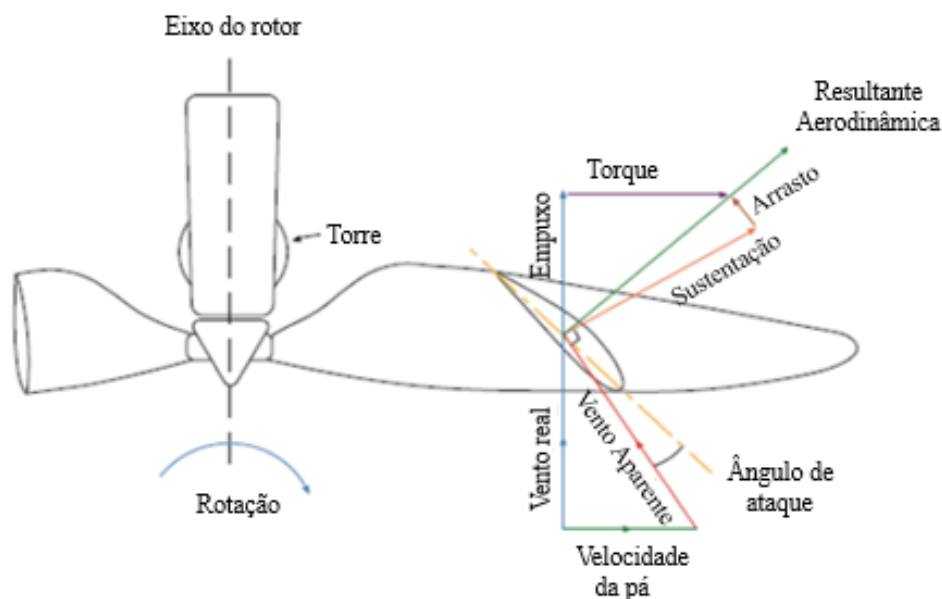


(c)

Fonte: Autor

O próprio movimento rotativo da pá significa que, no que diz respeito à pá, o vento sopra de um ângulo diferente. Isso é chamado de vento aparente, como mostrado na figura 13. O vento aparente é mais forte que o vento “verdadeiro”, mas seu ângulo de incidência é menos favorável, distorcendo os valores da sustentação e aumentando o efeito do arrasto. Isso significa dizer que a própria força de sustentação também contribui para o empuxo no rotor. O resultado disso é que, para manter um bom ângulo de trabalho, a pá deve sofrer uma torção de tal forma que ela possa “encarar” o vento sob o aspecto de seu melhor ângulo (VASJALIYA, 2013).

Figura 13 - Ângulos de vento aparente

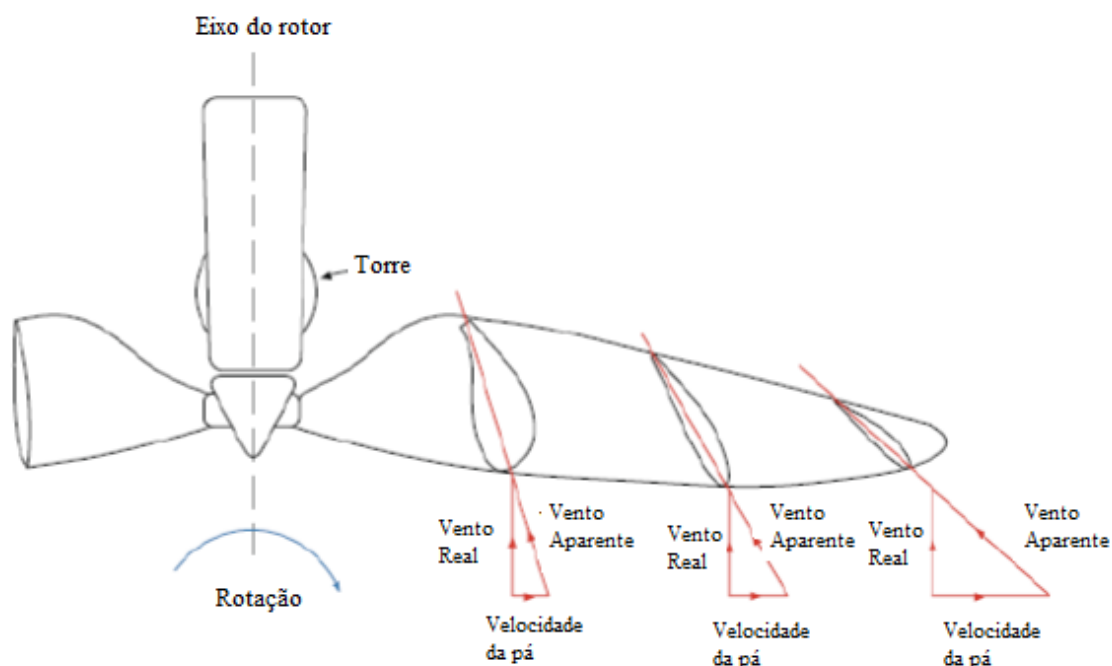


Fonte: Adaptado de Vasjaliya, 2013

2.3.2 Torção da pá

Para ser mantido o ângulo ideal de trabalho nos perfis, é preciso que a pá seja torcida ao longo do seu comprimento, justamente por causa do advento do vento aparente. Em geral, há uma grande angulação na raiz que, além de contribuir para eficiência aerodinâmica com a elevação no torque, também colabora com o aumento da resistência ao momento de flexão, nesta seção. Ademais, para reduzir o ruído na ponta da pá e facilitar a rotação, a seção da ponta precisa ser paralela à direção do fluxo do vento. Estas são as precauções necessárias que devem ser seguidas no processo de design (GALDAMEZ, FERGUSON E GUTIERREZ, 2011). Contudo, quão mais próximo da ponta da pá estivermos, maior será o ângulo aparente do vento, e, portanto, deverá ter um equilíbrio desses dois fatores em sua fabricação (VASJALIYA, 2013), como apresentado na figura 14.

Figura 14 - Torção da pá

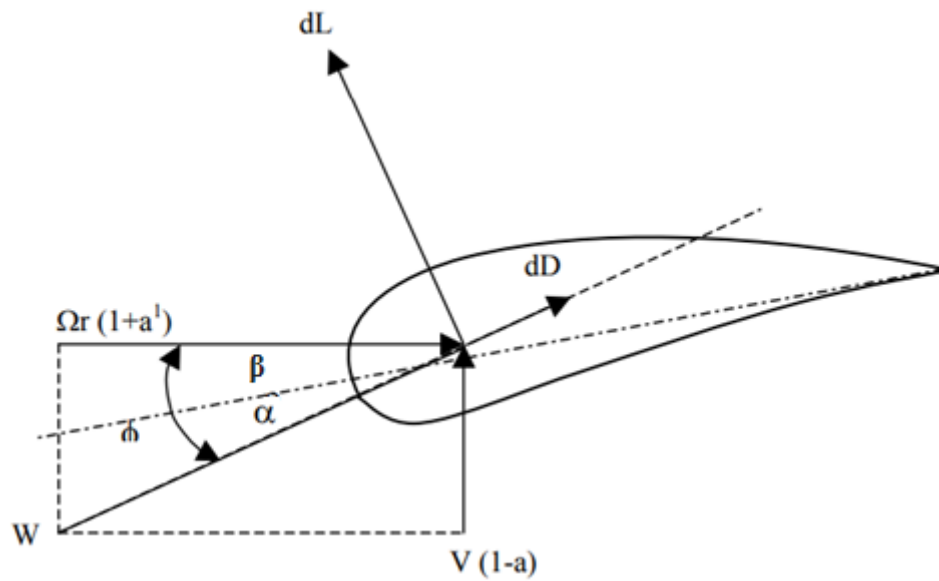


Fonte: Adaptado de Vasjaliya, 2013

Tomando um plano perpendicular ao plano do rotor, figura 15, temos os termos $V(1 - a)$ e $\Omega r (1 + a')$ que são a velocidade livre do vento e a velocidade devido a rotação da pá, influenciadas pelos fatores de indução axial e tangencial, respectivamente. Estes fatores de indução são parâmetros que representam a variação da componente de velocidade do ar antes da sua passagem do rotor (WITMER *et al*, 2016). W é a resultante das duas, ou seja, a velocidade de vento aparente. O ângulo α é o ângulo de ataque do vento, β o ângulo de passo local e ϕ , o ângulo de incidência do escoamento. A principal função do ângulo de passo local β , é compensar a variação do vento aparente, para deixar o ângulo de ataque α , o mais constante possível e perto de ponto ótimo de trabalho dada pela GR. Já para ϕ , percebe-se, facilmente, que é a soma de α e β .

:

Figura 15 - Elementos principais das pás



Fonte: Mathew, 2006

2.3.3 Tip speed ratio (TSR)

A velocidade na qual a turbina rotaciona é uma escolha fundamental no projeto, e é definido em termos da velocidade da ponta da pá em relação à velocidade do vento “livre”. Isso é chamado de taxa de velocidade da ponta de pá (λ – Tip Speed Ratio, na língua inglesa) e sua definição é mostrada na equação 24.

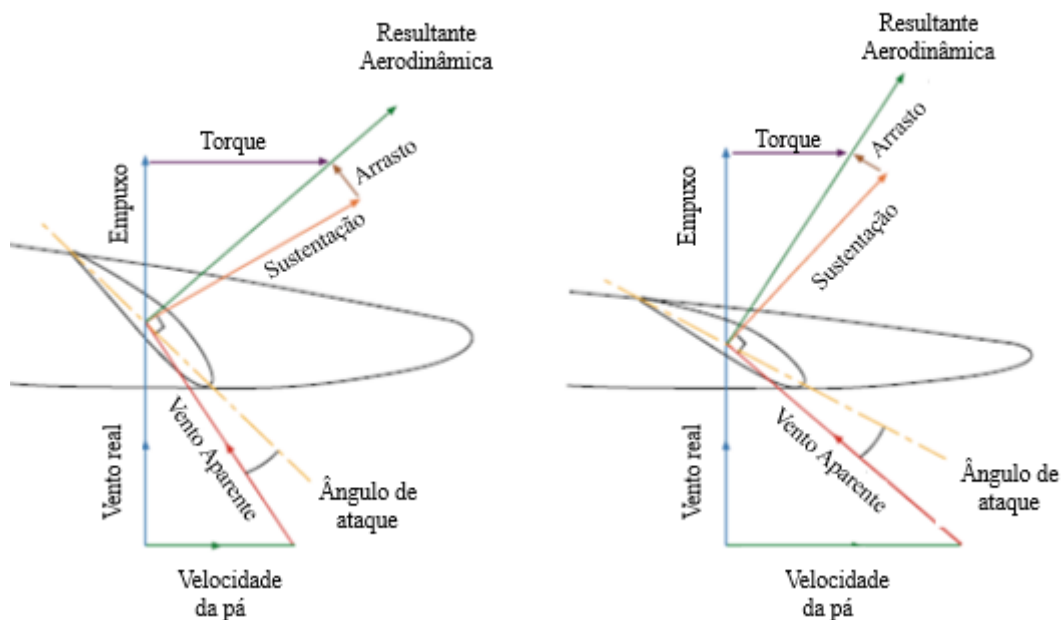
$$\lambda = \frac{\omega r}{V_0} \quad (24)$$

Onde ω é a velocidade angular do rotor da turbina, r é a posição radial e V_0 é a velocidade do vento.

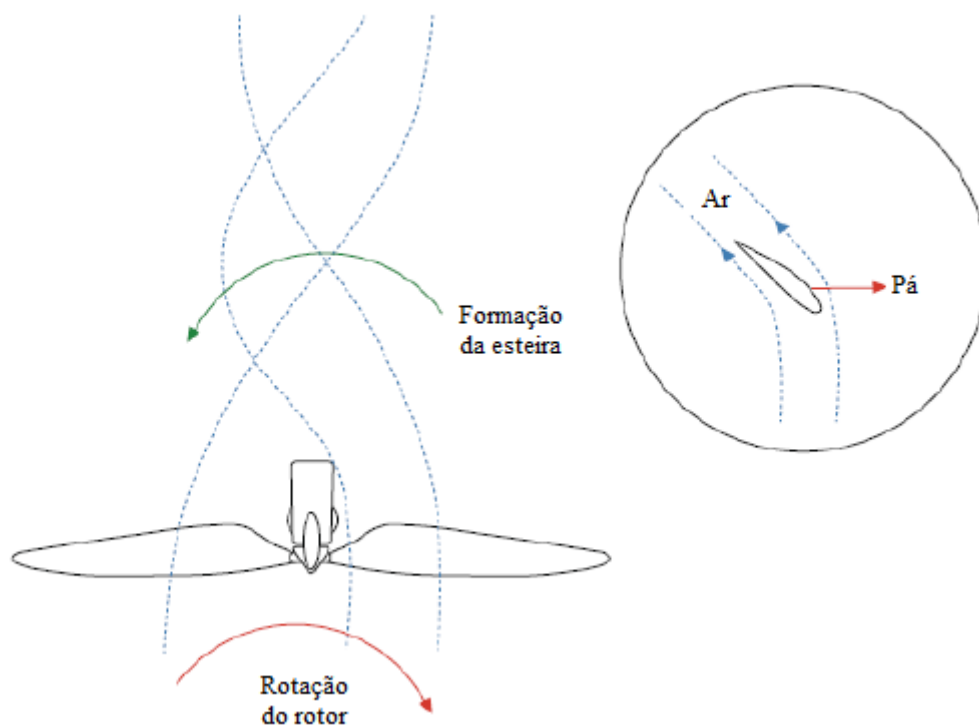
Um baixo valor de TSR implica em resultados aquém do esperado sob a ótica da eficiência aerodinâmica devido a principalmente a formação de uma grande esteira logo após a turbina. Esta esteira é formada por vórtices, representando perda de potência da máquina, por necessitar de um torque muito maior para a geração de energia. Por outro

lado, uma alta TSR acarreta num fluxo quase paralelo ao eixo do rotor, dependendo da relação L/D . É por isso que para turbinas que necessitem de um alto torque e pouca velocidade, como num acionamento de uma bomba de água, prefere-se ter um baixo valor de TSR. Em contrapartida, para uma geração de eletricidade, é desejável possuir rotor mais rápido, e conseqüentemente, uma maior TSR. A maioria dos sistemas de bombeamento de água, utilizam uma TSR entre 1 e 2, enquanto que para aerogeradores, o ideal é que este valor esteja acima de 5 (MATHEW, 2006). Estas situações são abordadas nas figuras 16 e 17.

Figura 16 - Efeito da TSR na performance do rotor



Fonte: Adaptado de Vasjaliya, 2013

Figura 17 - Formação da esteira

Fonte: Adaptado de Vasjaliya, 2013

Tudo isso corrobora para que os engenheiros projetistas de turbinas eólicas de médio e grande porte, normalmente, projetem a TSR numa região de 7-10, o que implica dizer que a ponta da pá pode estar se movendo em torno de 120 m/s. Estes são os limites práticos para a velocidade absoluta da ponta também, pois a partir disso, os impactos das aves e a erosão da chuva começa a diminuir a longevidade das pás e o ruído aumenta drasticamente com a velocidade da ponta (VASJALIYA, 2013). Segundo Letcher (2010), normalmente, um melhor valor de TSR é em torno de 7, pois assegura que a turbina pode operar próximo a sua máxima potência.

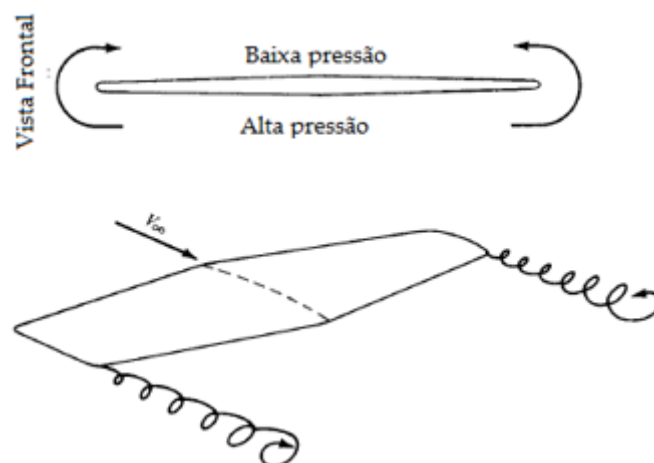
2.3.4 Arrasto induzido

Tomando como exemplo uma asa finita composta de uma única seção de um perfil NACA 2412, os coeficientes de sustentação e arrasto não serão os mesmos para o aerofólio 2D e a asa 3D sob um mesmo ângulo de ataque. A diferença fundamental entre os fluxos sobre asas finitas em relação às infinitas (como se o rotor o disco na teoria do disco atuador) é mostrada na vista frontal de uma asa figura 18. Devido a sustentação, a

pressão média sobre a superfície inferior é maior do que a superior e, portanto, o ar tende a fluir, em torno das pontas das asas, do lado de alta pressão para os de baixa. Esse fenômeno estabelece um movimento circulatório que forma uma trilha chamada vórtices (ou *vórtex*) (ANDERSON JR, 2015).

Diante disso, surgiu a teoria do arrasto induzido que afirma que a sustentação e o arrasto são, respectivamente, sobrestimados e subestimados. As propriedades aerodinâmicas dos aerofólios são, geralmente, calculadas considerando áreas de asas infinitas. Mas todas as asas reais são finitas e, portanto, efeitos de vórtices nas pontas devem ser considerados (BORDIN, 2014).

Figura 18 - Origem dos vórtices na ponta de uma asa finita

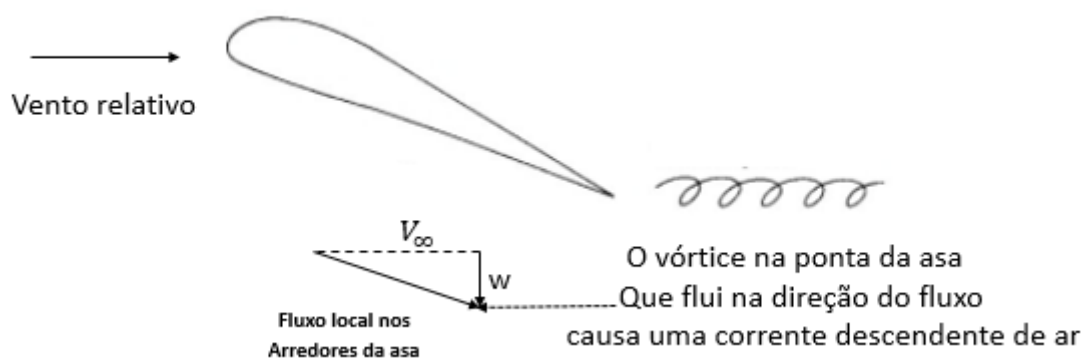


Fonte: Anderson JR, 2015

Esses vórtices na ponta da asa tendem a arrastar consigo o ar ao seu redor, e esse movimento secundário induz um pequeno componente de velocidade na direção descendente na asa, chamado de corrente descendente ω . Um efeito desta corrente é mostrada na figura 19 abaixo, onde a corrente descendente se soma ao vento relativo V_∞ , para produzir um vento relativo “local”, inclinado para a baixo em relação a direção original de V_∞ (ANDERSON JR, 2015).

As principais consequências disso são um ângulo de ataque efetivo menor, em comparação ao ângulo de ataque da asa em referência a V_∞ e um aumento no arrasto, chamado de arrasto induzido devido a alteração do campo de fluxo em torno da asa e o deslocamento do vetor de sustentação “para trás”, contribuindo com uma componente paralela a V_∞ , ou seja uma força de arrasto (ANDERSON JR, 2015).

Figura 19 - A origem da corrente descendente



Fonte: Anderson JR, 2015

Além disso, de acordo com Wilcox (2006), baseado na abordagem de Boussinesq, sempre há um aumento da fricção turbulenta no perfil, mesmo em áreas de regime laminar. Assim, um erro inerente ao arrasto é sempre observado devido à intensidade de turbulência presentes nos modelos.

2.3.5 Fator de correção de Prandtl (F)

Devido ao conceito de arrasto induzido, Prandtl desenvolveu o fator de perda de ponta da pá (F) (RAMDIN, 2017), em 1921, que nada mais é que um coeficiente de correção para um número finito de pás. Ou seja, trata-se de um fator corretivo e puramente matemático que representaria a situação do arrasto induzido, e portanto, é de vital importância em simulações, sobretudo nas bidimensionais. Uma situação semelhante é válida para a raiz da pá, mas esse fator de correção é menos significativo, e por isso, normalmente, só se menciona o fator de correção de Prandtl na ponta da pá (*Tip loss*

Factor) (MÉNDEZ & GREINER, 2006 e RAMDIN, 2017). Essa teoria é sintetizada por um fator de correção de perda na ponta (F) e pode ser expressa por:

$$F = \frac{2}{\pi} \cos^{-1}(e^{-f}) \quad (25)$$

Onde:

$$f = \frac{B}{2} \frac{R-r}{r \sin \phi} \quad (26)$$

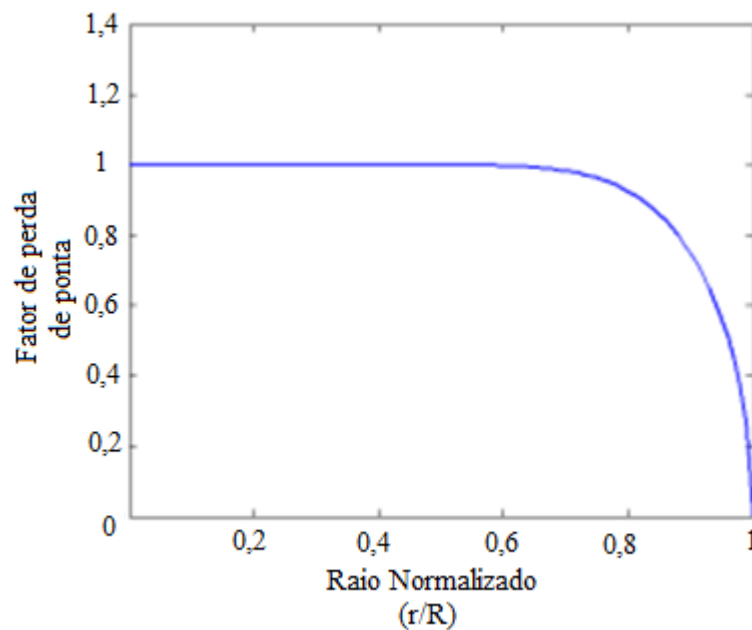
B = Número de pás;

R = Raio do rotor, em m.

r = Posição radial, em m.

ϕ = Ângulo de incidência, em °

Devido a sua precisão para a maior parte de aplicações em condições de operação e fácil formulação, a modelagem do fator de Prandtl é bastante usada nas aplicações de engenharia. A figura 20 apresenta a variação do fator de Prandtl considerando um ângulo de escoamento ϕ constante (MORIARTY, 2005). Quanto mais próximo da raiz mais impactante é o fator de Prandtl e, segundo Oliveira (2014), este fator tem influência direta no comprimento de corda otimizado, de forma a sempre alterá-lo.

Figura 20 - Fator de perda de ponta de Prandtl**Fonte: MORIARTY, 2005**

2.3.6 Operação da turbina eólica

O modelo de turbina eólica utilizado nesse estudo é a GE 1.5 XLE Wind Turbine que é uma turbina de referência projetada pela GE Energy no fim dos anos 90 e começo dos 2000. Optou-se por esta pá devido à maior disponibilidade de dados na internet para a validação do modelo como em GE Energy (2009), Phelps e Singleton (2012) e The Wind Power (2018). As principais características deste aerogerador são:

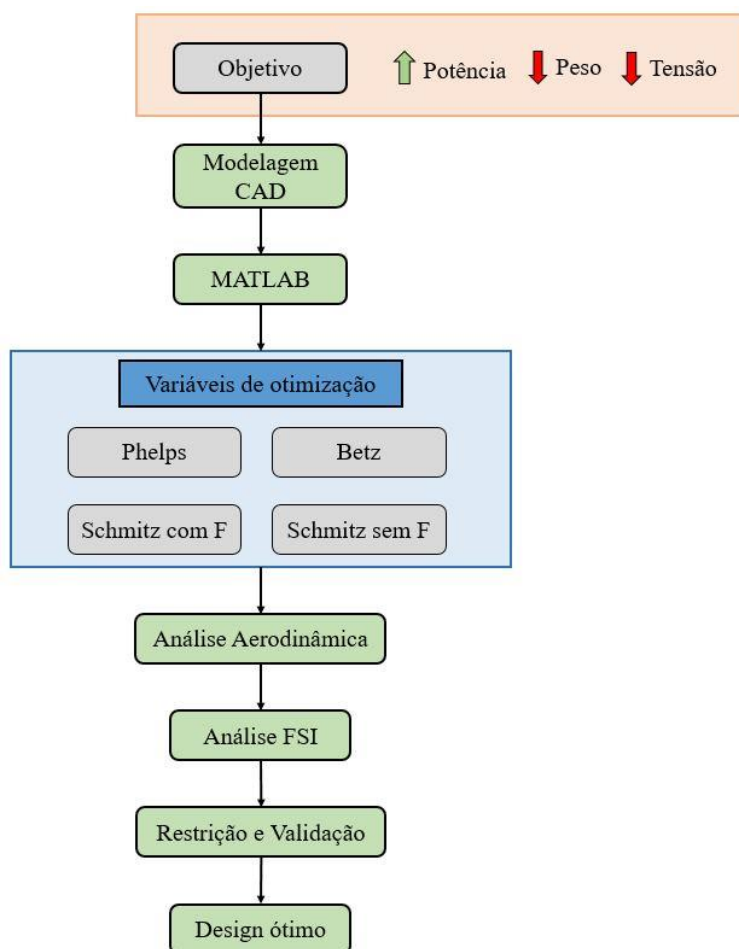
- Número de pás: 3
- Posição do rotor: Upwind
- Classe: IEC IIIb
- Potência nominal: 1500 kW
- Tipo de controle: Pitch
- Altura do cubo: $59\text{m} < h < 100\text{m}$
- Velocidade de cut-in: 3,5 m/s
- Velocidade nominal: 12m/s
- Velocidade de cut-out: 20m/s
- Aerofólios: S818, S825 e S826
- Peso da nacelle: 54 toneladas

Como estamos utilizando ferramentas de simulação, preferiu-se utilizar uma turbina de grande porte com o intuito de sofisticar mais a simulação, ou seja, seria melhor abranger um caso mais robusto e que demandaria mais tempo e trabalho computacional. Contudo, tal metodologia poderia também ser aplicada aos APPs (aerogeradores de pequeno porte).

3 METODOLOGIA

O projeto de análise de otimização multidisciplinar (*Multidisciplinary Analysis Optimization*, MDAO) é mostrado no fluxograma da figura 21. Baseada numa análise analítica, ela começa com a definição de objetivos que precisam ser otimizados (por exemplo, minimizar custos, minimizar o peso e maximizar a produção de energia). É então seguido pela criação do modelo CAD e definição dos parâmetros de projeto no MatLab®. A partir daí os quatros estudos de casos são gerados para uma posterior análise aerodinâmica e FSI utilizando as cargas estáticas provenientes do CFD na pá. Em seguida, restrições de projeto e sua validação precisam ser executadas e um candidato de projeto viável (um design de pá otimizado com valores de variáveis de design otimizados e restrições de design dentro dos limites) é determinado.

Figura 21 - Fluxograma do projeto de otimização analítica



Fonte: Autor

3.1 DETALHAMENTO DE SOFTWARE

Turbinas eólicas operam em um ambiente adverso, onde grandes flutuações do escoamento, devido à natureza do vento, podem provocar cargas elevadas na sua estrutura. Essas variações nas cargas, em conjunto com uma estrutura elástica cria um terreno perfeito para vibrações induzidas e problemas estruturais. A necessidade de procedimentos experimentais e computacionais para investigar a estabilidade aeroelástica e a resposta dinâmica tem crescido com a potência nominal e o tamanho das turbinas (AHLSTROM, 2005).

O aumento da flexibilidade em grandes turbinas introduz efeitos aeroelásticos e estruturais consideráveis que são causados pela interação fluido-estrutura com o ar. Estes efeitos podem causar problemas de falhas estruturais, queda de rendimento e instabilidades como o fenômeno do *flutter*, que podem devastar as pás das máquinas diretamente ou indiretamente, através da ocorrência de incêndios e etc. Portanto, uma modelagem precisa FSI em turbinas eólicas é crucial para o desenvolvimento de grandes turbinas eólicas (WANG *et al*, 2016)

Essas simulações envolvem o cálculo do escoamento ao redor da turbina, dos campos de tensões ao longo da pá e da vibração induzida pelo fluxo. Para realizar toda essa análise e estabelecer quais parâmetros são importantes para a simulação, utilizou-se um código comercial CFD, o ANSYS Fluent®, o ANSYS Mechanical®, o QBlade, o SolidWorks® e o Matlab® de forma a auxiliar o projeto e os cálculos. Todos estes softwares serão tratados, de forma sintetizada, nos próximos tópicos.

3.1.1 Qblade/XFOIL

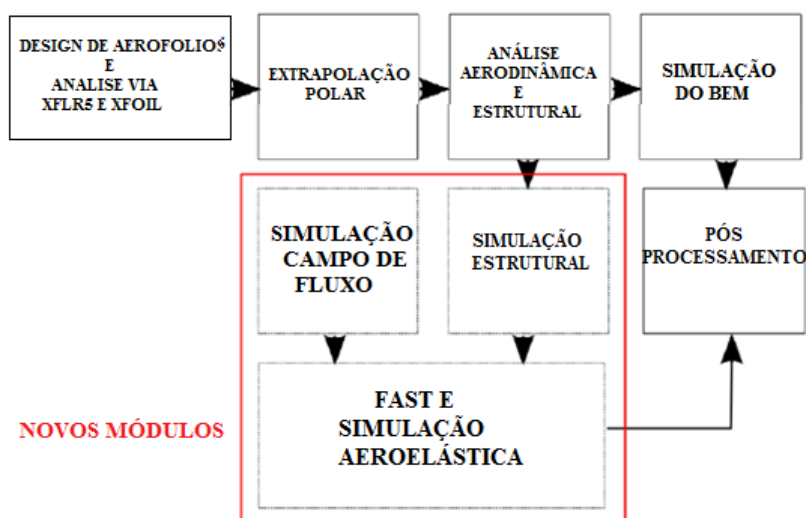
Desenvolvido no Departamento de Experimentos de Mecânica dos Fluidos da Universidade Técnica de Berlim, o software QBlade é um programa *open source* que fornece uma integração entre a análise isolada de perfis aerodinâmicos e projetos de pás completas. Esta análise dos perfis aerodinâmicos é normalmente executada em um programa interativo chamado XFOIL. A integração com o XFOIL permite o usuário manobrar facilmente designs de aerofólios que, posteriormente, poderão interagir com a simulação da turbina eólica, sejam elas de eixo horizontal ou vertical (MARTEN, 2013)

O software é uma plataforma muito flexível e fácil de usar para o projeto das pás de turbina eólica. Ele possui um pós-processador para realizar simulações de rotor e dá

profundidade às informações sobre todas as variáveis relevantes da pá e do rotor. Por isso, o software é especialmente adequado para o ensino, pois fornece todas as relações e conceitos fundamentais entre variáveis de torção, corda, bobinas, controle de turbina e rotores para verificação e validação, comparando diferentes configurações, incluindo os estudos dos algoritmos numéricos (BEM ou DMS) e as dependências entre as próprias variáveis aerodinâmicas (MARTEN, 2013).

A nova versão do QBlade foi completamente integrada ao FAST, software utilizado pela *NREL* para simulações de modelos aerodinâmicos. Para poder configurar uma simulação no FAST dentro do QBlade, deve-se gerar um campo de vento turbulento “*Windfield*” para gerar um modelo estrutural simplificado e realizar uma análise integrada. O novo módulo FAST pode ser usado para configurar, executar e pós-processar simulações FAST. Uma visão geral do acoplamento pode ser vista na figura 22 (MARTEN, 2013).

Figura 22 - Acoplamento do Qblade



Fonte: Marten, 2013

3.1.2 SolidWorks

SolidWorks é uma ferramenta de projeto que utiliza a modelação paramétrica de sólidos, baseada nas características e propriedades de cada elemento, sendo possível alterá-las em qualquer altura do processo de modelação (ÂNGELO, CARROLO e BEIRA., 2002).

É importante entender que há três etapas distintas na execução de um projeto no SolidWorks. A primeira trata da concepção de várias peças arquivos separados. A segunda é a montagem que possibilita a união de diversas peças desenhadas previamente. E a terceira é a criação das vistas das várias peças e montagens. Ele mostra graficamente a estrutura dos recursos do modelo através de uma janela especial chamada de gerenciador de recursos, que permite a completa edição de todo o processo de criação das mesmas (TICKOO, 2009).

O projeto deste trabalho foi projetado e concebido através do SolidWorks, como será mostrado mais à frente.

3.1.3 MatLab®

O MatLab® é uma abreviação para *Matrix Laboratory*. É um sistema interativo, baseado na representação matricial para a solução de problemas no âmbito científico e de engenharia, e na sua visualização gráfica. Além disso, possui um conjunto de *toolboxes* (sistemas de controles, otimização e etc.) capazes de resolver classes particulares de problemas.

Ele integra a capacidade de programação e realização de cálculos em um ambiente fácil de usar, em que problema e soluções são expressos em uma linguagem matemática familiar. Os usos típicos para o MatLab® incluem:

- Cálculos matemáticos.
- Desenvolvimento de algoritmos.
- Modelagem, simulação e confecção de protótipos.
- Análise, exploração e visualização de dados.
- Gráficos científicos.
- Desenvolvimento de aplicações, incluindo a elaboração de interfaces gráficas com o usuário

A função do MatLab® no presente trabalho será de manipulação algébrica para a obtenção de valores de corda e ângulo de passo dos estudos de caso.

3.1.4 Ansys

Fundada em 1970, a ANSYS Inc é uma companhia, que desenvolve programas de simulação para engenharia, sediada em Canonsburg, Pensilvânia, Estados Unidos. Em 2000, adquiriu diversas outras companhias incluindo a ICEM CFD Engineering, o Fluent e o CFX, concebendo, inclusive, softwares de simulações condensados na plataforma WorkBench, capazes de transformar conceitos de design em projetos inovadores a um custo menor (ANSYS CFX, 1970). Como medida do sucesso na consecução desses objetivos, a ANSYS foi reconhecida como uma das empresas mais inovadoras do mundo em publicações prestigiadas, como as revistas Bloomberg Businessweek e FORTUNE.

Os principais solvers para a solução de escoamentos de fluidos são os Fluent® e o CFX, que implementam métodos computacionais e discretizam as equações diferenciais parciais não lineares que modelam o escoamento viscoso de fluidos, ou seja, as equações de Navier-Stokes. Além disso, num contexto onde cada vez mais crescem os investimentos com geração de energia de forma sustentável e com reduzido impacto ambiental, é comum encontrar aplicações CFD para projeto de perfis das pás de aerogeradores, como proposto nesse trabalho (ESSS).

3.1.5 Relevância do CFD

De acordo com Wang *et al.* (2016), o método do BEM (Blade Element Momentum, em inglês) tem sido aplicado de forma intensiva devido a sua eficiência e precisão razoável, abordando, inclusive aspectos de otimização, como no trabalho de Wang *et al.* (2012) e Zhao *et al.* (2012). Contudo, o modelo BEM é incapaz de fornecer informações detalhadas sobre o escoamento e seu desenvolvimento, fator importante para a construção de turbinas, especialmente as de grande porte. A obtenção de informações detalhadas sobre o escoamento requer uma modelagem CFD (fluidodinâmica computacional), que tem recebido maior atenção nos últimos anos devido ao rápido crescimento da tecnologia computacional. Comparado ao modelo BEM, o modelo CFD é computacionalmente mais caro, mas é capaz de produzir resultados mais precisos, representando, de uma forma melhor e mais realística a dinâmica do fluido. Deste modo, para o atual trabalho uniu-se o modelo BEM à modelagem CFD, para a obtenção de um alto nível de precisão e flexibilidade, para posteriormente ser realizada uma análise FSI.

3.2 CFD E MODELO FLUÍDICO

Todos os tipos de escoamento e fenômenos de transporte são governados por princípios básicos de conservação. Eles são resolvidos de acordo com o modelo de fluido que fornece um conjunto de equações diferenciais parciais, chamadas de equações governantes do fluido. A filosofia fundamental por trás da elaboração de tais modelos é escolher um modelo físico que represente o fenômeno de interesse, aplicá-lo a um volume de controle e, por fim, obter uma equação que será a representação matemática do princípio descrito.

As leis básicas da natureza que fundamentam as equações de mecânica dos fluidos são a conservação de massa, segunda lei de Newton e primeira lei da termodinâmica. Desenvolvendo-se os princípios de conservação de massa, chega-se à equação da continuidade. A segunda lei de Newton fornece os subsídios necessários para se chegar à equação da quantidade de movimento ou de *momentum*. Enquanto a primeira lei da termodinâmica é responsável por fornecer a conservação de energia. Todas estas equações relacionadas formam as equações de Navier-Stokes (FOX, 2000). Estas equações são fáceis de encontrar nos principais livros da área e, portanto, não serão tratadas neste trabalho.

3.2.1 Modelos de Turbulência

O fluxo turbulento é um tipo de escoamento de fluido caracterizado por mudanças de propriedades flutuantes e caóticas. Quando o número de Reynolds excede determinado limite, diz-se que o fluxo se torna turbulento e suas propriedades como pressão e velocidade mudam com bastante frequência e continuamente com o tempo. Embora a equação de Navier-Stokes seja capaz de avaliar a solução levando em conta essa turbulência, enormes recursos computacionais são necessários para simular e resolver essas pequenas escalas de flutuações. Esse tipo de abordagem é chamado de Simulação Numérica Direta (DNS - *Direct Numerical Simulation*) (RAJA, 2012).

Contudo, para a máquina aplicada no presente trabalho, a simulação direta destas flutuações nas equações de Navier-Stokes requeriria muito tempo computacional e, portanto, seria inviável. Deste modo, o método utilizado é o emprego de modelos de turbulência que se adaptam matematicamente para modelar o efeito da turbulência no

escoamento. Os modelos atuais de turbulência podem ser agrupados em duas principais categorias: Reynolds-Averaged Navier-Stokes (RANS) e Large Eddy Simulation (LES) (VERSTEEG E MALALASEKERA, 2007 e SMYTH, 2016). Este último é altamente caro em termos computacionais e não será abordado neste documento

No RANS, destacam-se os modelos Spalart-Allmaras, $\kappa - \varepsilon$ e $\kappa - \omega$ SST. Nestes modelos, a velocidade e a pressão são divididas em componentes médios e flutuantes, que são substituídos na equação original de Navier-Stokes, reduzindo significativamente os custos computacionais (SMYTH, 2016).

Conforme mostraram Song e Perot (2015), o modelo Spalart-Allmaras apresentou melhores resultados em aerofólios que operem numa região longe do stall, pois a partir dela, os erros passariam ser consideráveis. Segundo Versteeg e Malalasekera (2007), o Spalart-Allmaras é o modelo ideal para aplicações aerodinâmicas/turbo-máquinas com separação do fluxo suave, tais como fluxos supersônicos/transônicos sobre perfis aerodinâmicos e etc. Seu custo computacional é baixo, pois sua modelagem é baseada em apenas uma equação de transporte para uma viscosidade modificada de vórtice, apesar de não apresentar uma precisão satisfatória em determinadas situações.

O modelo de turbulência $\kappa - \varepsilon$ é o mais utilizado em aplicações industriais por sua robustez e relativa precisão. Contudo, a equação para o cálculo do “ ε ” contém um termo que não pode ser calculado na parede e, portanto, funções de aproximações devem ser utilizadas. Na região próxima à parede, as variáveis da solução apresentam grandes gradientes; portanto, uma representação precisa do fluxo nessa região produz soluções realistas de fluxos turbulentos limitados pela parede. Uma das principais abordagens para modelar o fluxo turbulento limitado pela parede é usar um conjunto de fórmulas semi-empíricas chamadas “funções de parede” que são usadas para unir a região afetada pela viscosidade entre a parede e a região totalmente turbulenta. Não caberá entrar em detalhes mais profundos sobre as funções de paredes neste trabalho. Para tais informações, deve-se consultar o livro *An Introduction to Computational Fluid Dynamics* de autoria de Versteeg e Malalasekera que discorre mais profundamente sobre essas funções.

BENJANIRAT *et al.* (2003) mostraram que o $\kappa - \varepsilon$ apresentou resultados mais satisfatórios nestas regiões quando comparado ao Spallart-Allmaras, mas ambos apresentaram dificuldades no cálculo das forças aerodinâmicas e dos momentos. O $\kappa - \varepsilon$

também não apresenta tanta amplitude de trabalho, sendo restrita a fluxos com uma separação suave e baixos gradientes de pressão.

Desenvolvido por Menter *et al* (2003), o modelo $\kappa - \omega$ SST utiliza uma função de mistura para transitar gradualmente do modelo $\kappa - \omega$ próximo da parede até uma versão do modelo $\kappa - \varepsilon$ para um alto número de Reynolds na porção externa da camada limite. Eleni *et al.* (2012) e Rocha *et al* (2014) corroboram com a afirmação, mostrando que o modelo $\kappa - \omega$ SST apresenta resultados melhores de simulação tanto para o caso 2D quanto para o 3D, de uma forma geral, apesar de necessitar de um maior tempo computacional. Essa família de modelos de turbulência ganhou popularidade por não apresentar termos indefinidos em regiões próximas as paredes, ou seja, não precisam utilizar funções de parede além de cobrirem uma ampla faixa de fluxos de camada limite com gradientes de pressão. Estes modelos são divididos em: Standard $\kappa - \omega$, mais utilizados em turbomáquinas e sistemas aeroespaciais; e *Shear Stress Transport* (SST) $\kappa - \omega$. Diante de tudo isso, preferiu-se utilizar o $\kappa - \omega$ SST como o modelo de turbulência para a simulação.

3.3 REGIÃO DE ESTUDO

De acordo com Lemos (2005) e Alvarez (2013), o Nordeste brasileiro se destaca por apresentar ventos constante em torno da sua média, aumentando a confiabilidade de previsão de ventos e diminuindo a variação de cargas que as turbinas seriam submetidas. A ideia inicial, então, consistia em submeter a pá proposta para um regime de vento da região de Ipojuca, estado de Pernambuco, pois além destas características, dados de vento eram disponíveis mais facilmente.

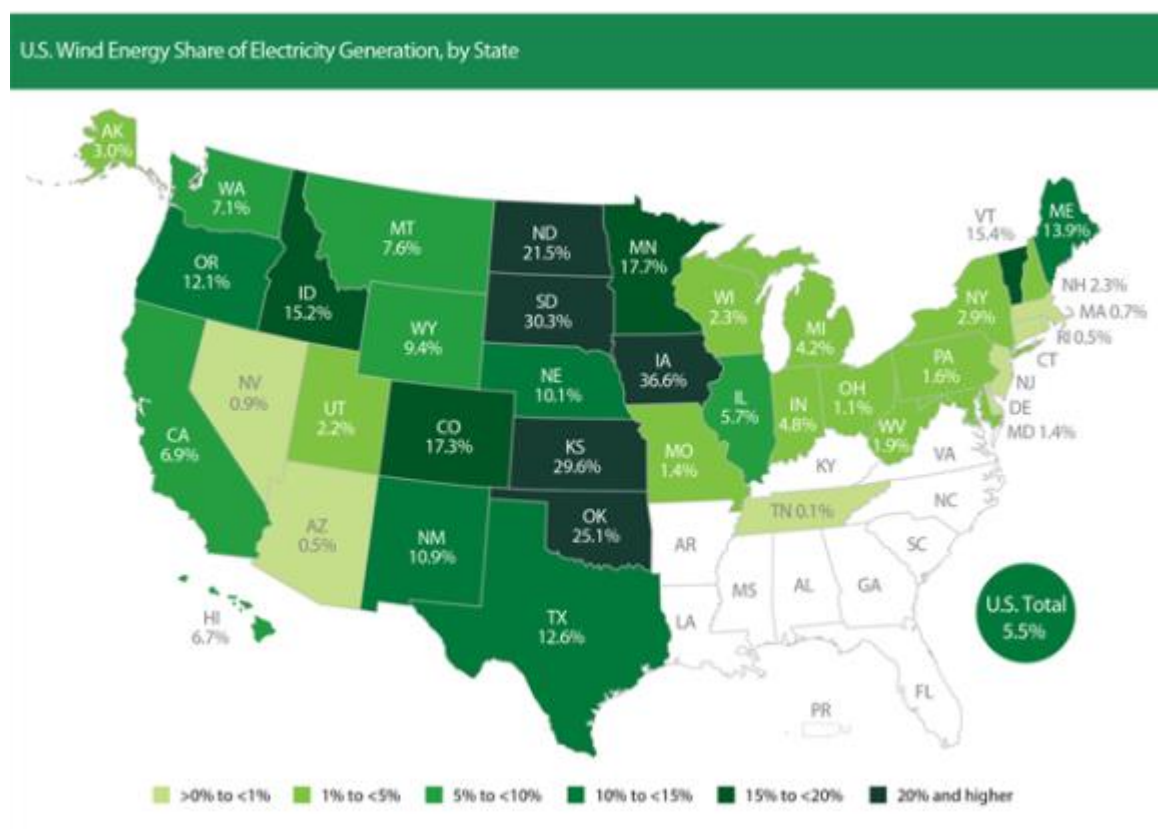
Contudo, estes regimes de ventos não seriam o suficiente para a geração de energia, pois as características da máquina descritas no item 3.3.6 não seriam atendidas. Assim, foi necessário a busca por lugares que contemplem os requisitos necessários para a máquina operar em regime ideal.

Segundo as características da máquina no item 3.3.6, a altura do cubo da torre pode variar entre 59m e 100m. Portanto, realizou-se um levantamento de regiões que apresentem condições de ventos satisfatórias para a máquina e que, também, atenda aos requisitos de altura. Os dados obtidos foram provenientes da Análise Retrospectiva da

Era Moderna para Pesquisas e Aplicações (MERRA, da sigla em inglês), realizada pelo NASA's Global Modeling and Assimilation Office a partir dos dados de satélite do NASA's Earth Observing System (Climate Data Guide, 2018). Os dados foram baixados a partir do software *WINDOGRAPHER*® e são relativos ao período entre janeiro de 1979 a fevereiro de 2016, correspondendo a mais de 30 anos de dados.

Segundo Bolinger (2012) e AWEA (2017), dentre todos os estados dos EUA, os estados de Iowa, Kansas, Oklahoma, Dakota do Norte e Dakota do Sul obtiveram mais de 20% de crescimento de geração de energia elétrica a partir dos ventos. Em Oklahoma, a participação do vento da geração total de eletricidade cresceu de 18,4% em 2015 para 25,1% em 2016. Em Iowa, o aumento da taxa foi de 31,5% para 36,6% - o mais alto da nação - e, em Kansas, a participação do vento aumentou de 24,1% para 29,6%. No entanto, o crescimento mais notável foram os dos estados de Dakota do Norte e Dakota do Sul. O primeiro subiu sua produção eólica para 21.5%, enquanto o outro se tornou o segundo estado a ultrapassar a barreira dos 30%, respectivamente. A figura 23 abaixo mostra a capacidade de produção destes estados e dos demais.

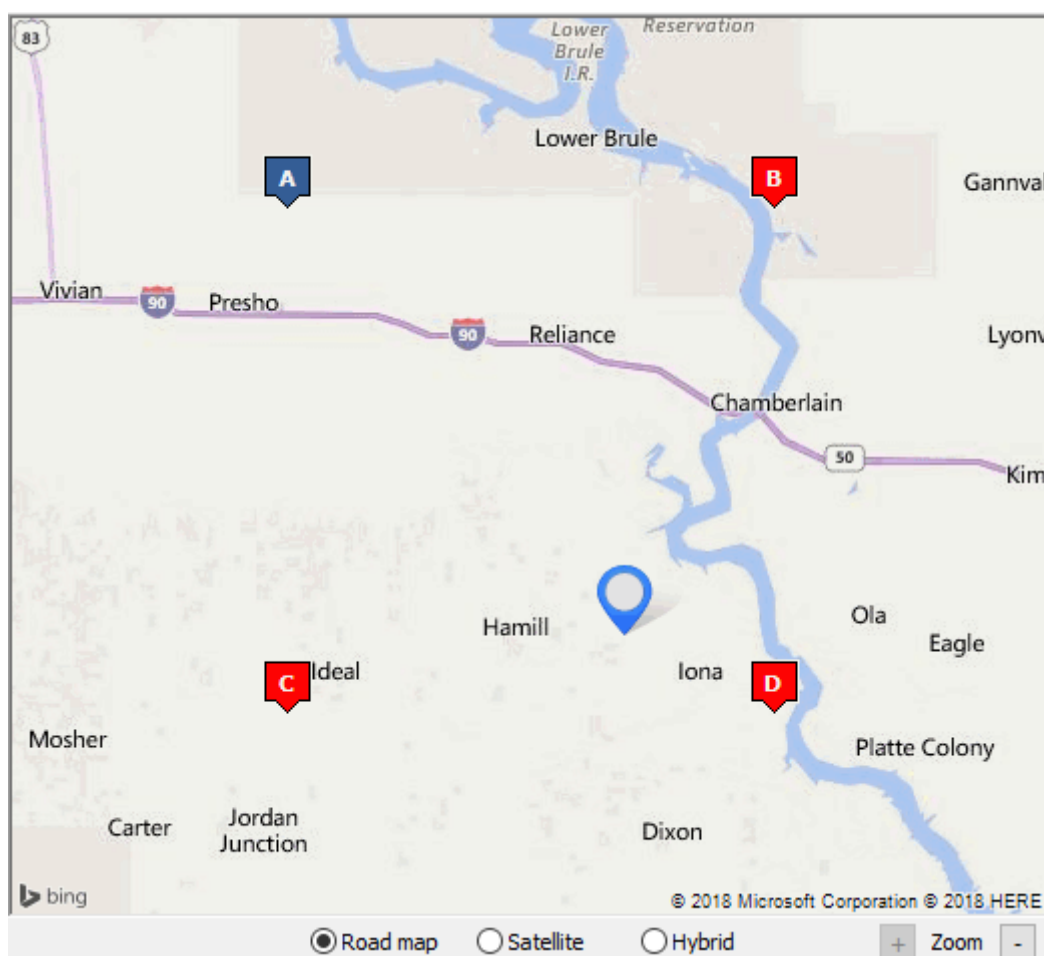
Figura 23 - Geração de energia eólica por estado nos EUA



Fonte: AWEA (2017)

Diante de tudo exposto, o local escolhido foi o estado de Dakota do Sul (SD, figura 23). Para a aquisição dos dados, deve-se fornecer a localização, em coordenadas de latitude e longitude, do lugar. Neste trabalho, de início foram fornecidas as coordenadas de Dakota do Sul (N43,58° W99,54°). Com a implementação das coordenadas, o programa indica quatro pontos (de onde se tem os dados) de coordenadas mais próximas das do local implementado (Figura 24) e que recebam captação de dados. Então escolheu-se o mais próximo dele para a aquisição dos dados.

Figura 24 - Seleção do local para aquisição dos dados

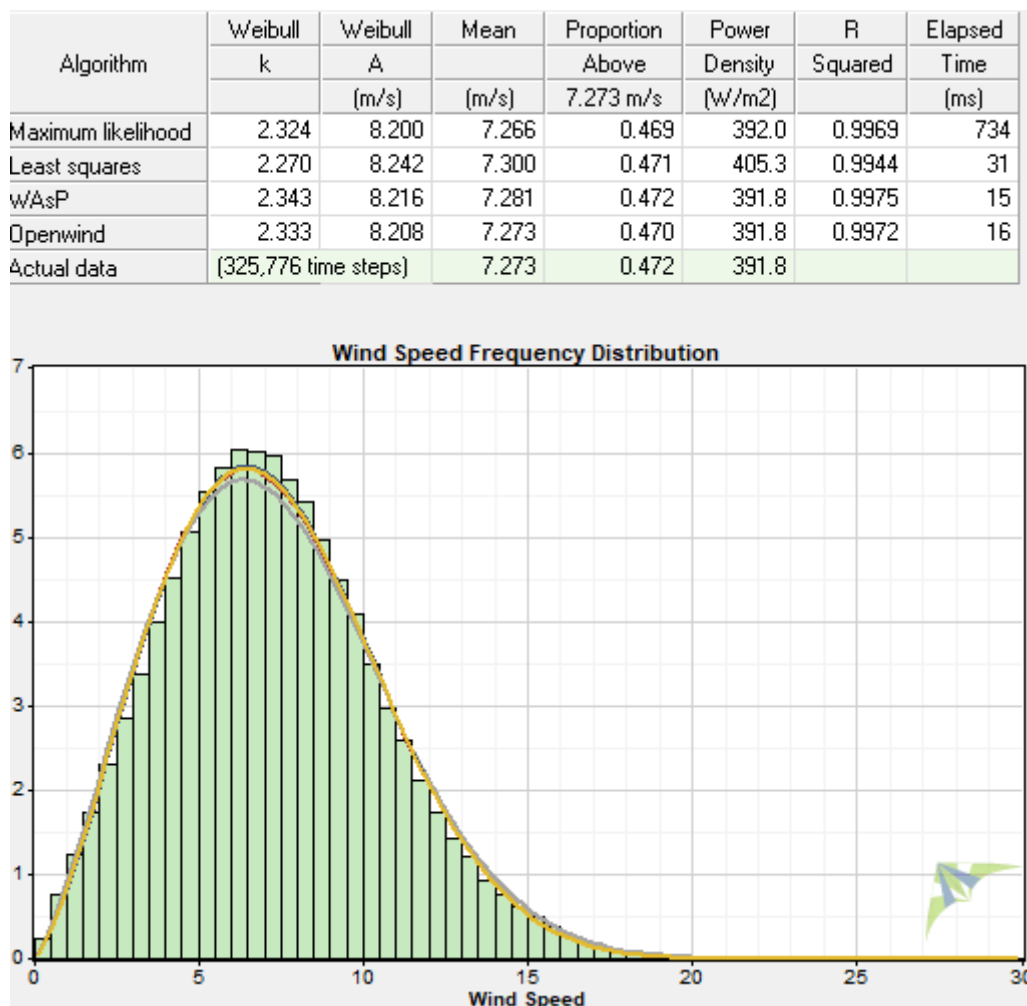


Fonte: Autor

Os dados baixados foram implementados no próprio software que faz a avaliação da fonte eólica do local referente aos dados. As figuras 25 e 26 mostram a distribuição de frequência da velocidade e da direção do vento para a altura de 90 metros. O software disponibiliza a rosa dos ventos e a curva de velocidade média do vento ao longo do ano, como pode ser visto nas Figuras 25 e 26, bem como os valores dos fatores $k = 2,32$, $c =$

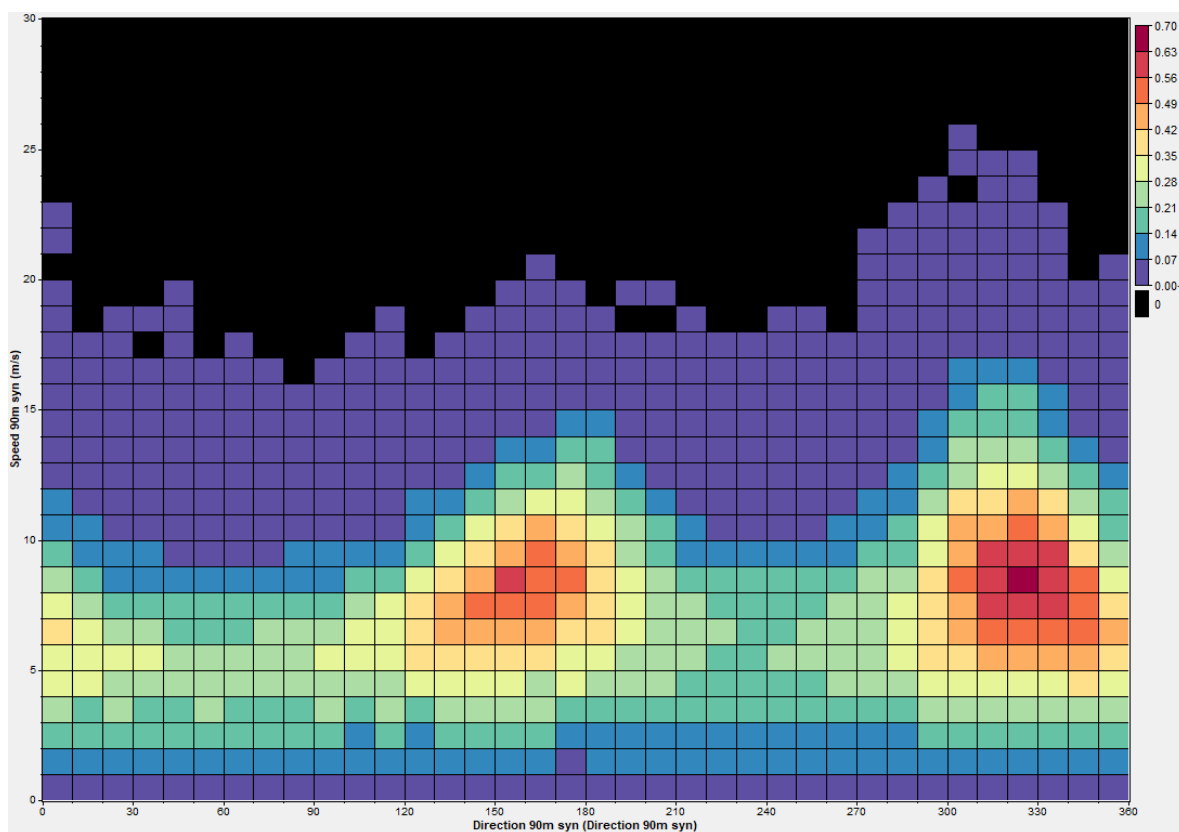
8,20 m/s e velocidade média (V_m) de 7,273 m/s da distribuição de frequência da velocidade do vento.

Figura 25 – Distribuição de Weibull para Dakota do Sul



Fonte: Autor

Figura 26 - Frequência de distribuição de vento versus direção



Fonte: Autor

3.4 INTERAÇÃO FLUIDO-ESTRUTURA E TIPOS DE ABORDAGEM FSI

Uma análise FSI trata da união da parte estrutural com a fluídica, ou seja, é a combinação da parte de CFD com a de elementos finitos e por isso é essencial compreender os princípios físicos básicos e equações governantes dessas áreas. Há diferentes abordagens FSI que podem ser utilizadas (RAJA, 2012).

Problemas multifísicos são muito difíceis de resolver por métodos analíticos e, portanto, devem ser resolvidos usando simulações numéricas ou experimentos. Técnicas avançadas e a disponibilidade de softwares comerciais de renome nas áreas de CFD e mecânica estrutural computacional tornaram possível esta simulação numérica. Existem duas abordagens diferentes para resolver problemas de FSI: a abordagem monolítica e a abordagem particionada (RAJA, 2012).

3.4.1 Abordagem Monolítica

Nesta abordagem, ambos os sub-temas (fluido e estrutura) são formulados como um problema combinado. O sistema de equações algébricas resultantes da discretização da equação governante é resolvido como um todo e a interação de fluido e estrutura na interface é tratada de forma sincronizada. Isso leva à conservação de propriedades na interface, o que aumenta a estabilidade da solução. Essa abordagem é considerada mais robusta do que a abordagem particionada, porém, é computacionalmente cara e pode não tirar tanta vantagem do software como o método particionado (RITCHER, 2010; RAJA, 2012; Hou *et al.*, 2012).

3.4.2 Abordagem particionada

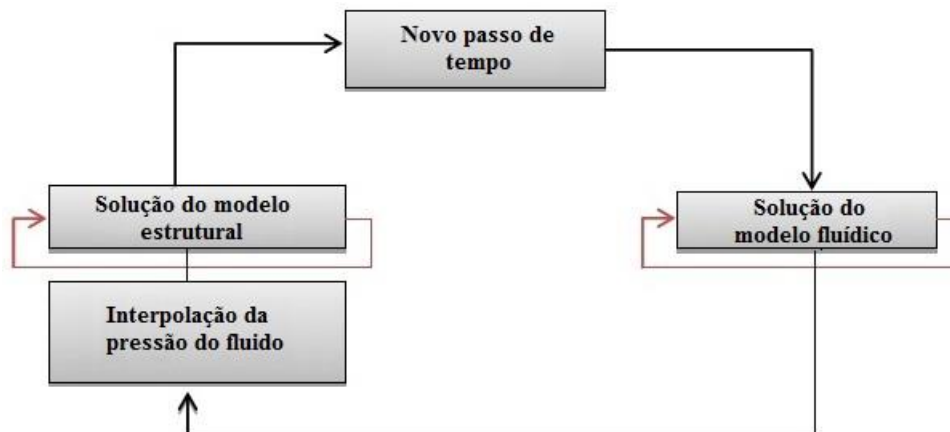
A outra opção para resolver os problemas do FSI é o método particionado. Aqui, ambos os subproblemas são resolvidos separadamente, o que significa que o fluxo não muda enquanto a solução estrutural é calculada. As equações que governam o fluxo e o deslocamento da estrutura são resolvidas alternadamente no tempo com dois solucionadores distintos. A solução de fluido intermediário é prescrita como uma condição de contorno para a estrutura e vice-versa, e a iteração continua até que o critério de convergência seja satisfeito. Na interface (entre fluido e sólido), a troca de informações ocorre de acordo com o tipo de técnica de acoplamento aplicada (RITCHER, 2010; RAJA, 2012; Hou *et al.*, 2012). Há dois tipos de acoplamento que podem ser divididos em:

3.4.2.1 Acoplamento One-Way (1 via)

O acoplamento *One-Way* é unidirecional, ou seja, decorre quando o movimento de um fluxo de fluido influencia uma estrutura sólida, mas a reação do sólido sobre um fluido é insignificante. A Figura 27 explica o método de acoplamento unidirecional. Inicialmente, o cálculo do escoamento é realizado até que a convergência seja alcançada. Então as forças resultantes na interface do cálculo do fluido são interpoladas na malha estrutural. Em seguida, os cálculos dinâmicos estruturais são realizados até que o critério de convergência seja atingido (RAJA, 2012). Isso é repetido até que se atinja a convergência total ou o número máximo de iterações estabelecidas. Exemplos clássicos

desse tipo de análise são encontrados em estudos de tubulações e análises de dissipação de calor em placas, chips e etc.

Figura 27 - Fluxograma do acoplamento One-Way (1 via)

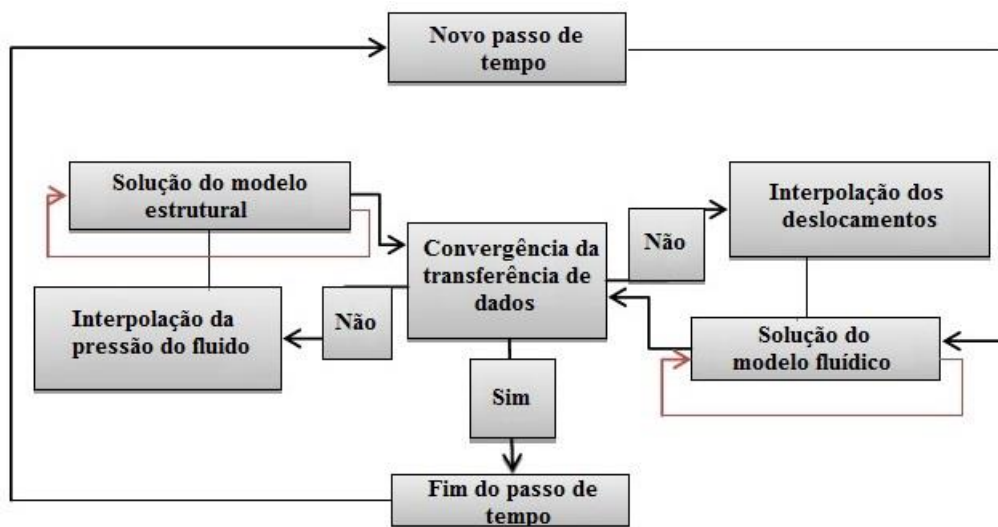


Fonte: Adaptado de Raja (2012)

3.4.2.2 Acoplamento Two-Way (2 vias)

Este tipo de acoplamento é indicado a classe de problemas em que o movimento de um fluido influencia uma estrutura sólida e ao mesmo tempo é influenciado pela estrutura. O fluxograma de trabalho do algoritmo de acoplamento de duas vias é mostrado na Figura 28. Durante o primeiro passo de tempo, as soluções convergentes do cálculo do fluido fornecem as forças que atuam no corpo sólido. Então as forças são interpoladas à malha estrutural como no acoplamento unidirecional e a solução do solver estrutural é obtida com essas forças fluidas como condições de contorno. Como consequência, a malha é deformada de acordo com a resposta da estrutura. Estes valores de deslocamento são interpolados para a malha de fluido que resulta na deformação do domínio do fluido. Este processo é repetido até que os valores de força e deslocamento estejam convergidos abaixo do limite predeterminado (RAJA, 2012).

Figura 28 - Fluxograma do acoplamento Two-Way (2vias)



Fonte: Adaptado de Raja (2012)

Diante de toda explicação acima, para o presente trabalho foi utilizado o acoplamento *one-way* (1 via). Isto se dá pois, é provável que o deslocamento da pá não seja tão grande a ponto de modificar significativamente o escoamento. Além disso, fenômenos aeroelásticos como o *flutter* e outros não serão abordados.

4 PROJETO

4.1 COMPOSIÇÃO DA PÁ

A área mais importante no projeto de uma turbina eólica é a escolha da pá e dos aerofólios que a compõe. A sustentação gerada a partir desses aerofólios, em cada seção, faz com que ocorra a rotação da pá. O seu desempenho também é altamente dependente da performance dos perfis que a formam (VASJALIYA, 2013). Desta forma, este é um dos campos mais importantes na concepção de turbinas eólicas e um tema no qual se realizam pesquisas constantes, de forma a desenvolver novas metodologias que auxiliem a expansão do ramo.

As pás do rotor têm seções transversais em forma de aerofólios que, por sua vez, estão sujeitas às forças e tensões previstas nas teorias aerodinâmicas para asas e que foram amplamente desenvolvidas e testadas pela indústria aeroespacial. Os esforços nas pás, e consequentemente seu torque e potência, são controlados através dos princípios de camada limite e aerodinâmica, sendo projetadas para que se a velocidade do vento for superior à requerida para obter a potência nominal da máquina, haja descolamento da camada limite. Com o desprendimento do fluxo, a força de sustentação aerodinâmica (maior componente da força motriz) cai bruscamente, configurando o fenômeno do estol, e diminuindo a rotação da turbina e a potência gerada (ANDERSON JR, 2015).

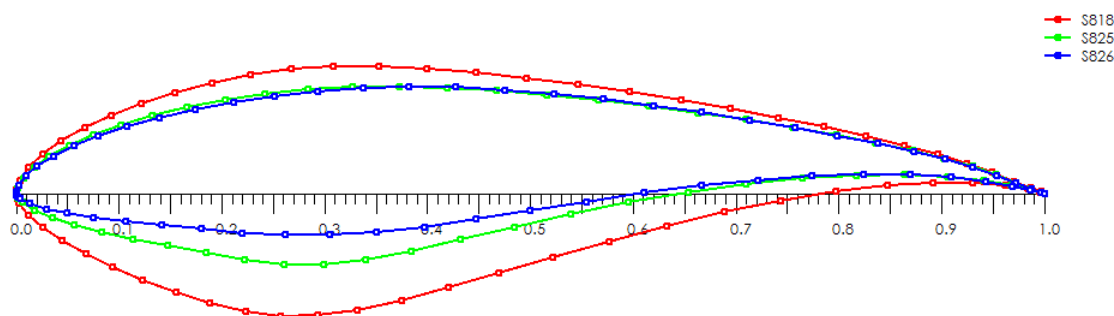
4.1.1 Famílias de aerofólios

Antigamente os perfis NACA (*National Advisory Committee for Aeronautics*) eram os mais utilizados para configurar as pás das turbinas, especialmente os da família NACA 44XX, NACA 23XXX e o NACA 63XXX. Contudo, com o passar dos anos, estes tipos de perfis sofriam uma notável queda de performance acarretando em perdas anuais de potência (TANGLER & SOMERS, 1995).

A solução para este caso surgiu em 1984 quando a *NREL (National Renewable Energy Laboratory)* desenvolveu a família *SERI (Solar Energy Research Institute)*, comumente abreviados pela inicial “S”. Estes tipos de aerofólios são os mais indicados para a utilização nas turbinas de médio e grande porte devido, principalmente a minimização de perdas de energia (WITTWER, 2016). Em Somers (2005) e no site da

NREL são detalhados os perfis S818, S825 e o S826 que estão apresentados na figura 29 e na tabela 3.

Figura 29 - Formas e dimensões dos aerofólios S818, S825 e S826



Fonte: Autor

Tabela 3 - Características dos aerofólios

Característica dos aerofólios			
S818			
Espessura (%)	Posição da máxima espessura (%)	Cambagem Máxima (%)	Posição da máxima cambagem (%)
24.11	29.31	3.27	74.4
S825			
Espessura (%)	Posição da máxima espessura (%)	Cambagem Máxima (%)	Posição da máxima cambagem (%)
17.07	29.91	4.02	66.3
S826			
Espessura (%)	Posição da máxima espessura (%)	Cambagem Máxima (%)	Posição da máxima cambagem (%)
14.04	33.7	4.31	61.9

Fonte: Autor

Os aerofólios mais próximos da ponta da pá geram maior elevação devido à variação de velocidade no vento relativo, enquanto a finalidade dos aerofólios na raiz da mesma é principalmente estrutural, contribuindo para o desempenho aerodinâmico da pá, mas em um nível inferior (VASJALIYA, 2013).

4.2 AERODINÂMICA

Para analisar a aerodinâmica, o primeiro passo é a obtenção dos coeficientes aerodinâmicos. Para a execução de tal tarefa, utilizamos o QBlade, setando os seguintes parâmetros de entrada:

- Número de Mach: 0;
- Número de Painéis: 66;
- Número de Reynolds: $5,29 \cdot 10^5$; $7,94 \cdot 10^5$; $1,05 \cdot 10^6$; $1,32 \cdot 10^6$
- Forced transition Tip Location (top): 1
- Forced transition Tip Location (bot): 1

O número de Mach é a razão entre a velocidade do escoamento e a velocidade do som ao nível do mar (aprox. 340 m/s). Este valor é muito utilizado em situações de escoamentos transônicos ou supersônicos como na aviação e em esportes automobilísticos. No nosso caso, tais situações não se enquadram e, portanto, adotamos o número de Mach igual a zero. Além de tudo, conforme relata Anderson Jr (2015), para escoamentos abaixo de 30% de Mach, o fluido de trabalho poderá ser tratado como um fluido incompressível, hipótese que será utilizada para a simulação, considerando o valor de $1,225 \text{ kg/m}^3$ para o ar. O número de painéis representa o número de elementos utilizados na simulação (OLIVEIRA, 2014).

Segundo Oliveira (2014), a transição forçada representa a região de modificação da camada limite laminar para turbulenta. Sendo a posição normalizada pela corda, o valor “1” indica que não há nenhum fator que force a transição das camadas limites antes do escoamento alcançar o bordo de fuga, sendo considerada uma transição “livre”.

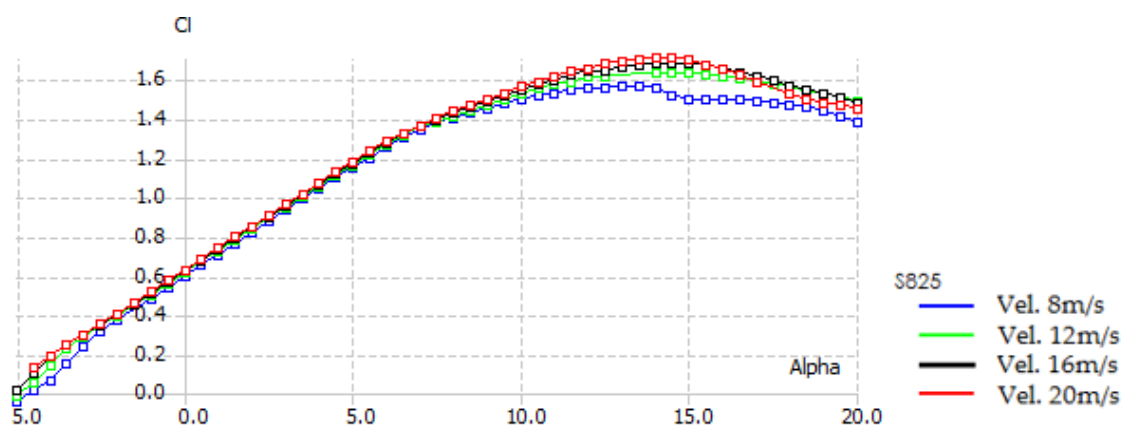
Já a variação do número de Reynolds é, basicamente, fornecida pela variação da velocidade do escoamento, estabelecendo um valor de corda unitário. Apesar de sabermos que a massa específica do ar varia com a temperatura e altitude, essa mudança não representa uma grande variância no valor final do número de Reynolds (para as faixas de temperaturas operacionais da máquina).

Além disso, percebe-se que o impacto do número de Reynolds nos valores dos coeficientes aerodinâmicos não é tão significativo assim, como mostra a figura 30. Isso corrobora com os resultados de Janiszewska *et al.* (1996), Melo *et al.* (2013) e Fernandes *et al.* (2017). As quatro curvas da figura 30 são para diferentes velocidades: 8, 12, 16 e

20 m/s, referentes, respectivamente, aos números de Reynolds já mencionados. Até o ângulo de *stall* do perfil, não há quase nenhuma diferença e mesmo o ultrapassando, ainda assim, não se nota uma grande alternância entre os valores. Apesar de estar apresentado apenas o aerofólio S825, o comportamento é semelhante também para os outros.

Para a validação dos resultados, foi construída a tabela 4 com os valores disponíveis em *NREL* (2017) com o intuito de estabelecer um comparativo entre os valores dos coeficientes de sustentação e de arrasto. Infelizmente, não há dados para todos os números de Reynolds disponíveis no site da *NREL* (2017). Assim, utilizou-se valores de Reynolds aproximados de $1 \cdot 10^6$ e $2 \cdot 10^6$, comparando - os à análises para as velocidades de 16m/s e 20m/s.

Figura 30 - Plotagem dos coeficientes de sustentação "Cl" versus ângulo de ataque para diferentes velocidades



Fonte: Autor

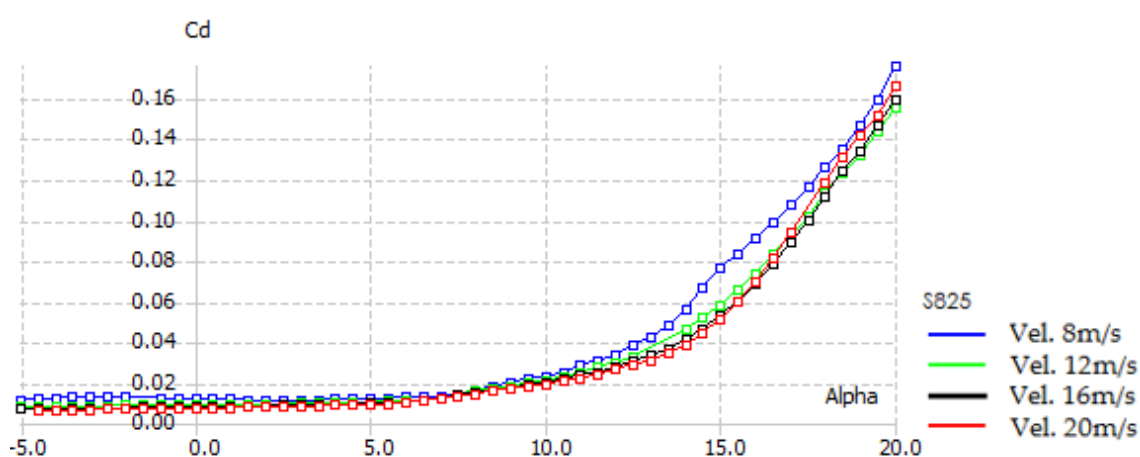
Tabela 4 - Comparação do coeficiente de sustentação numérico e experimental

Ângulo de ataque (Alpha)	Reynolds $1 \cdot 10^6$		Reynolds $2 \cdot 10^6$		ERRO Máx.(%)
	C_l (TRABALHO)	C_l (NREL)	C_l (TRABALHO)	C_l (NREL)	
0	0.63	0.6191	0.63	0.665	5.26
5	1.2	1.1639	1.2	1.201	3.1
10	1.58	1.5343	1.59	1.5421	2.98
15	1.68	1.6561	1.7	1.665	2.1

Fonte: Autor

A análise se estende também para o coeficiente de arrasto, conforme ilustrado na figura 31:

Figura 31 - Plotagem dos coeficiente de arrastos "Cd" versus ângulo de ataque para diferentes velocidades



Fonte: Autor

Tabela 5 - Comparação do coeficiente de arrasto numérico e experimental

Ângulo de ataque (Alpha)	Reynolds $1 \cdot 10^6$		Reynolds $2 \cdot 10^6$		ERRO Máx (%)
	C_d (TRABALHO)	C_d (NREL)	C_d (TRABALHO)	C_d (NREL)	
0	0.008	0.00818	0.0075	0.0083	9.64
5	0.0098	0.01007	0.0095	0.0099	4.04
10	0.0201	0.02040	0.0194	0.0190	2.11
15	0.0528	0.05461	0.0507	0.05427	6.58

Fonte: Autor

Para o coeficiente de arrasto, os resultados se comportam da mesma forma dos de sustentação perante o número de Reynolds, como mostrado na figura 31 e tabela 5. No

entanto, em termos comparativos, o arrasto apresenta erros maiores quando comparados a sustentação. Isso ocorre devido, principalmente, ao arrasto induzido (seção 2.3.4) e aos modelos de turbulência RANS que assumem um fluxo turbulento em todo o escoamento do fluido (FERNANDES, 2010), o que não é condizente com a realidade uma vez que, normalmente, há uma extensão significativa ao redor do aerofólio que apresenta camadas limites laminares ou de transição, conduzindo a erros. Apesar disso, como mostrado na tabela 6, os valores ainda são considerados satisfatórios, especialmente quando comparado a de outras literaturas como em Fernandes *et al.* (2010).

4.2.1 Solução analítica para a geometria da pá

Este tópico visa demonstrar uma solução analítica para a obtenção do comprimento de corda e ângulo de torção ótimos, do ponto de vista aerodinâmico. A solução consiste em isolar os parâmetros, a partir das equações do modelo matemático de design, descritos em Mathew (2006). Todavia, estes cálculos apresentam um alto grau de complexidade aliado a monotonia, caso se queira estudar vários cenários. Além disso, antigamente, estes estudos eram muito propícios a erros matemáticos, seja por distração, seja por grau de complexidade. Felizmente, nos dias atuais, até os computadores mais simples já são capazes de resolver milhares de equações de forma simultânea e com uma excelente precisão.

Para este trabalho, utilizaremos o Matlab® para implementarmos estes cálculos. O ideal é que se parametrize variáveis de entrada e de saída do programa, para que possam ser estudados vários designs e otimizações baseados nas teorias fundamentais de aerodinâmica. Os principais parâmetros de entrada a serem identificados para o projeto são (MATHEW, 2006):

- Raio do rotor (R)
- Número de Pás (B)
- Tip Speed Ratio do rotor (λ_D)
- Valor máximo do Glade Ratio (C_{LD})
- Ângulo de ataque de sustentação máxima (α)

O raio do rotor, obviamente, depende fundamentalmente da potência esperada a ser produzida pela máquina e da faixa de atuação do regime de vento. Várias perdas envolvidas no processo de conversão de energia também deverão ser consideradas. Considerando P_D , como a potência esperada a partir da turbina, podemos escrever:

$$P_D = \frac{1}{2} C_{PD} \eta_d \eta_g \rho_a A_T V_D^3 \quad (27)$$

Isolando o raio, a partir da área circular A_T , ficamos com:

$$R = \left(\frac{2P_D}{C_{PD} \eta_d \eta_g \rho_a \pi V_D^3} \right)^{1/2} \quad (28)$$

Onde C_{PD} é o coeficiente de design de potência do rotor, η_d é a eficiência do trem de engrenagem, η_g é a eficiência do gerador e V_D é velocidade de projeto. Para um bom projeto, o coeficiente de potência do rotor deve estar entre 0,35 e 0,5, bem como as eficiências combinadas devem ser algo em torno de 90% (MATHEW, 2006). O raio também pode ser baseado para a energia requerida para uma determinada aplicação E_A . Logo:

$$R = \left(\frac{2E_A}{\eta_s \rho_a \pi V_M^3 T} \right)^{1/2} \quad (29)$$

Onde η_s é a eficiência global do sistema, V_M é a velocidade média durante um período T em horas. Para aplicações em bombeamento de água uma faixa de 0.12 a 0.15 para a eficiência geral é aceitável, enquanto para geração de energia estes valores variam de 0.25 a 0.35, dependendo das características do sistema. A TSR λ_D depende, basicamente, da aplicação da turbina, como já dito, e impacta diretamente na escolha do número de pás. Quanto maior for a TSR, menor deverá ser a quantidade de pás da turbina

4.2.2 *Glide Ratio*

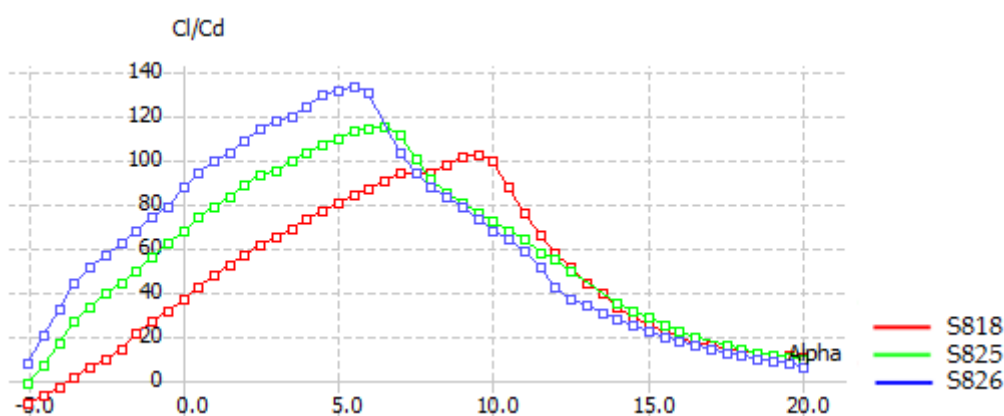
Um outro fator importante para o projeto de turbinas eólicas é a taxa de deslizamento *Lift/Drag* (sustentação/arrasto) ou “*Glide Ratio*” (GR). O objetivo principal

de qualquer engenheiro aerodinâmico é maximizar esta razão para os aerofólios e perfis existente (De Oliveira Pinto, 2013). Como o atual trabalho visa o projeto de uma pá, é fundamental um estudo geral dos perfis disponíveis, a respeito deste quociente (GUNDTOFT, 2009).

As curvas de GR, de cada perfil, estão mostradas na figura 32. É interessante notar que o maior valor absoluto da razão GR pertence, em maior parte, ao aerofólio S826, que está localizado na extremidade da pá. Disso, pode-se se afirmar que a relação C_L/C_D é aumentada da raiz para a ponta da pá, o que é bastante lógico, uma vez que o desempenho de uma turbina eólica deve ser completado aumentando a velocidade de rotação e, portanto, haverá um maior torque das pás rotativas. Ou seja, se a razão C_L/C_D for maior na região da ponta, consequentemente será produzido um maior torque à turbina (ANJURI, 2012).

Na prática, há diversas maneiras de se determinar o ângulo ótimo que alcance este objetivo, como, por exemplo, experimentos em túneis de vento e medição a partir de *strain gages*. Neste trabalho utilizou-se o Qblade para encontrar, em cada “parte da pá”, dividida pelos três perfis, o $\alpha_{\text{ótimo}}$ que dá a maior razão de GR.

Figura 32 - Plotagem da razão Glide Ratio (GR) versus ângulo de ataque para diferentes velocidades



Fonte: Autor

Todos os ângulos ótimos para os aerofólios estão na faixa entre 5° e 10°, representando, respectivamente, o perfil S826 e S818, enquanto os o S825 está num valor

intermediário. Estes valores estão coerentes com Mathew (2006), pois estão na região linear de sustentação (pré-stall) e são ângulos, relativamente, baixos.

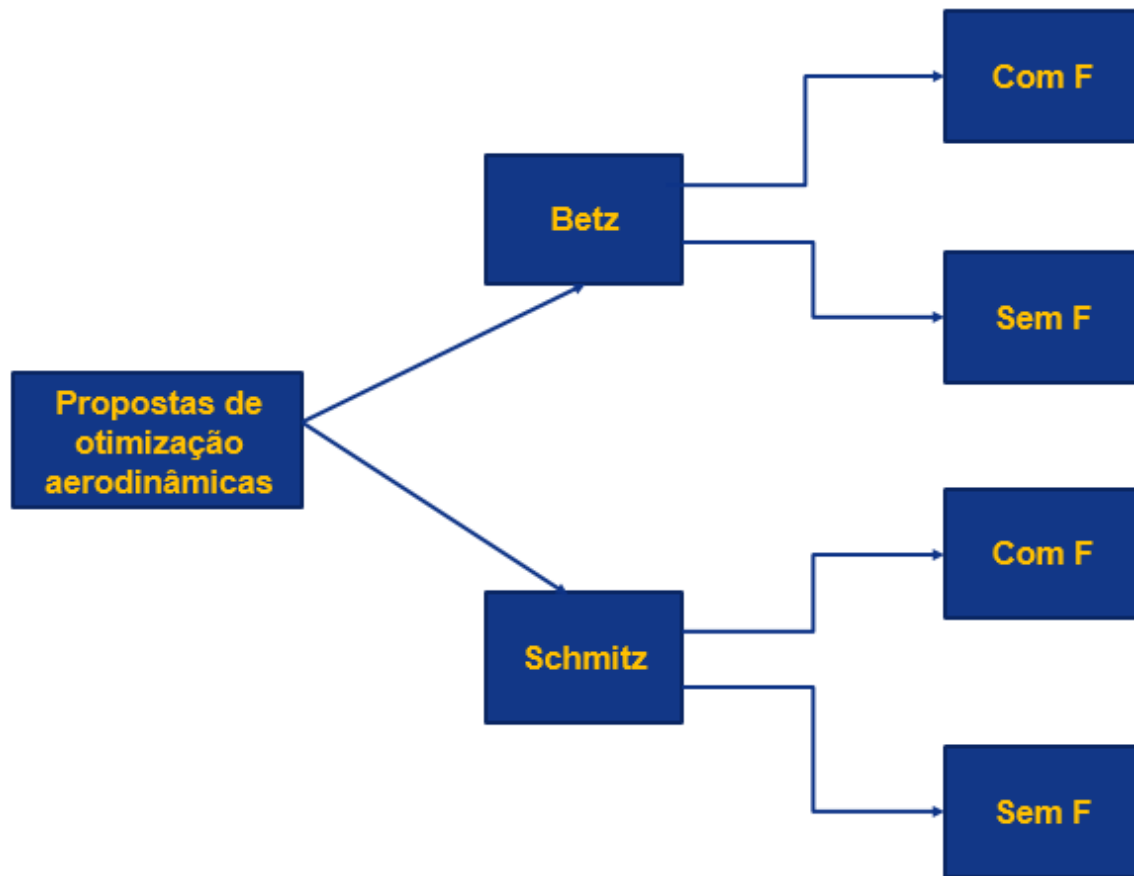
No entanto, como já dito nem sempre o vento “vê” a pá de mesma maneira e, muito frequentemente, esse ângulo pode ser alterado, ensejando em queda de rendimento. Como consequência disso, surgiu a teoria do momento de elemento de pá BEM, que serviu de base para os cálculos já mostrados anteriormente.

Essa teoria contempla que o ângulo de passo local β , é responsável pelo controle do ângulo de ataque para sua otimização. Somado a α , eles formam o ângulo de incidência $\varnothing$ que pode ser facilmente calculado segundo a mesma teoria. Então a partir que $\varnothing$ muda, o objetivo é configurar o β com o intuito de sempre manter α próximo ao valor de $\alpha_{ótimo}$, obtidos na figura 33, e que, conseqüentemente, maximiza o glide ratio.

4.2.3 Processos de otimização

Segundo Gundtoft (2009) e Marten (2013), há dois tipos de otimizações de rotores de turbinas eólicas: a otimização por Betz e por Schmitz (figura 36), ambos abordados no próximo tópico, abordando também o fator de perda de Prandtl (F)

Figura 33 - Propostas de otimização

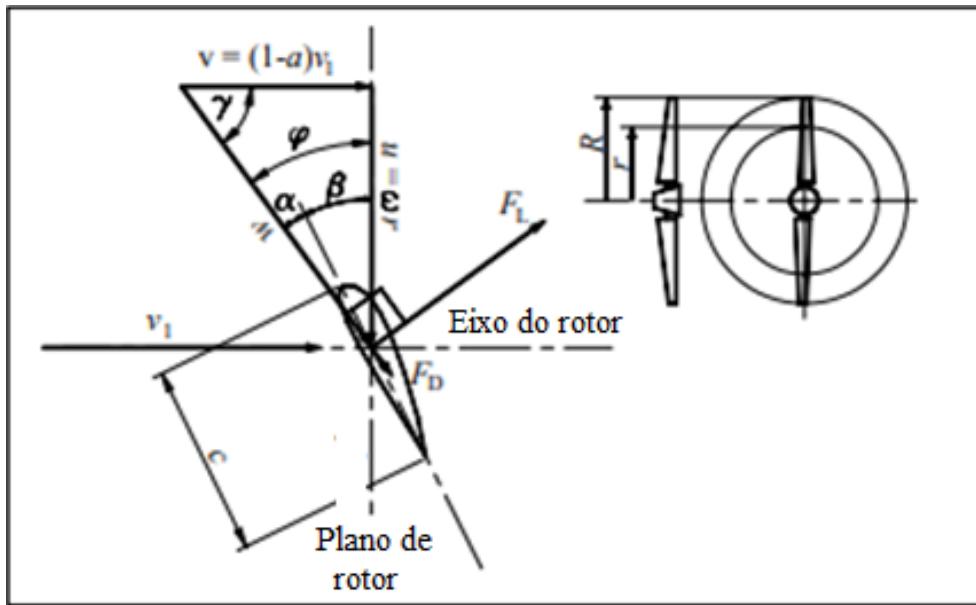


Fonte: Autor

4.2.3.1 Ângulo de passo local β , por Betz

A Figura 34 mostra as velocidades e os ângulos em uma dada distância, r , do eixo do rotor. O rotor mostrado na figura é apresentado com duas pás, ou seja, $B = 2$, apesar de que esta teoria se abrange para qualquer número de pás. Para projetar o rotor, temos que definir o ângulo de passo (ou ângulo de Pitch local) " β " e o comprimento da corda " c ". Ambos dependem do raio que o rotor terá, e, portanto, é mais conveniente escrevemos $\beta(r)$ e $c(r)$.

Figura 34 – Seção transversal de uma pá e seus elementos principais



Fonte: Gundtoft (2009)

Os ângulos mostrados na figura são:

$\gamma(r)$ = Ângulo relativo do vento com o eixo do rotor;

$\phi(r)$ = Ângulo relativo do vento com o plano do rotor;

$\beta(r)$ = Ângulo de Pitch da pá.

Da figura 37, o vento aparente da pá é a resultante do fluxo de vento real com a rotação da mesma. Portanto:

$$w^2 = v^2 + u^2 \quad (30)$$

Para a otimização de Betz, ele considera o fator de indução tangencial como nulo e, portanto, a velocidade linear da pá é dada apenas pelo produto simples da velocidade angular pelo raio:

$$u = \omega r \quad (31)$$

A velocidade angular do rotor é dada por:

$$\omega = 2\pi n \quad (32)$$

Onde “n” é a frequência do rotor dado em revoluções por segundo

Da definição de *TSR*, temos:

$$\lambda = \frac{\omega r}{V_0} \quad (24)$$

Aplicando as equações 24, 30 e 31 na relação advinda da trigonometria da figura 34, e sabendo que Betz define seu fator de indução axial como 1/3, temos:

$$\begin{aligned} \gamma(r) &= \arctg\left(\frac{u}{v}\right) \\ &= \arctg\left(\frac{\omega r}{v}\right) \\ &= \arctg\left(\frac{\omega r}{(1-a)v}\right) \\ &= \arctg\left(\frac{\omega r}{\frac{2}{3}v}\right) \\ &= \arctg\left(\frac{3\omega r}{2v}\right) \\ &= \arctg\left(\frac{3\omega Rr}{2vR}\right) \\ &= \arctg\left(\frac{3\lambda r}{2R}\right) \end{aligned} \quad (33)$$

Também da trigonometria, sabemos que ângulos complementares possuem os valores da tangente de forma inversa. Logo:

$$\phi(r) = \arctg\left(\frac{2R}{3\lambda r}\right) \quad (34)$$

E, portanto, o ângulo de Pitch, “ β ”, pode ser escrito como:

$$\beta(r)_{\text{Betz}} = \arctg\left(\frac{2R}{3\lambda r}\right) - \alpha_{\text{ótimo}} \quad (35)$$

Onde $\alpha_{\text{ótimo}}$ é o ângulo de ataque ótimo de projeto da pá.

4.2.3.2 Comprimento de corda, “c” por Betz

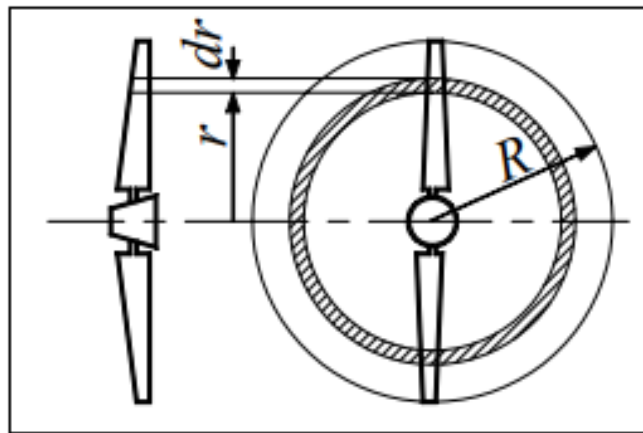
Se olharmos para um elemento da pá a uma distância “r” do eixo do rotor com uma espessura dr, a força de sustentação e arrasto podem ser dadas por (figuras 35 e 36):

$$dF_L = \frac{1}{2} \rho w^2 c dr C_L \quad (36)$$

E

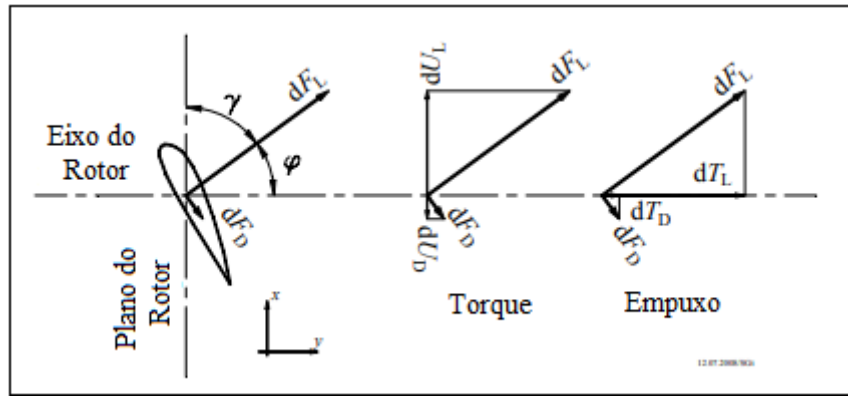
$$dF_D = \frac{1}{2} \rho w^2 c dr C_D \quad (37)$$

Figura 35 - Seção transversal da pá



Fonte: Gunttoft (2009)

Figura 36 - Forças no elemento de pá decompostas no plano do rotor (torque) e no eixo do rotor (impulso)



Fonte: Gundtoft (2009)

Paralelamente ao plano do rotor, nós temos o torque (U) que pode ser representado por:

$$dU = \frac{1}{2} \rho w^2 c dr C_x \quad (38)$$

Onde C_x pode ser escrito como a decomposição dos coeficientes de sustentação e arrasto:

$$C_x = C_L \sin(\phi) - C_D \cos(\phi) \quad (39)$$

Já paralelamente ao eixo do rotor, temos o impulso dado por:

$$dT = \frac{1}{2} \rho w^2 c dr C_y \quad (40)$$

Onde C_y pode ser escrito como a decomposição dos coeficientes de sustentação e arrasto:

$$C_y = C_L \cos(\phi) + C_D \sin(\phi) \quad (41)$$

Como o projeto busca maior sustentação em prol de arrasto, e isso é natural especialmente em pequenos ângulos de ataque, podemos considerar $C_L \gg C_D$, e portanto:

$$dU = \frac{1}{2} \rho w^2 c dr C_L \cos(\gamma) \quad (42)$$

Da física, a potência produzida é:

$$dP = dU r \omega \quad (43)$$

Substituindo e aplicando para um número “B” de pás, ficamos com:

$$dP = B \frac{1}{2} \rho w^2 c dr C_L \cos(\gamma) r \omega \quad (44)$$

Ainda de acordo com a teoria do máximo coeficiente de potência de Betz:

$$dP = \frac{16}{27} \frac{1}{2} \rho v_1^3 (2\pi r dr) \quad (45)$$

Igualando as duas últimas equações e sabendo que, para Betz, $a = \frac{1}{3}$, $u = w \cdot \sin(\gamma)$

e $v_1 = \frac{3}{2} \cos(\gamma)$, encontramos que o valor de “c” é:

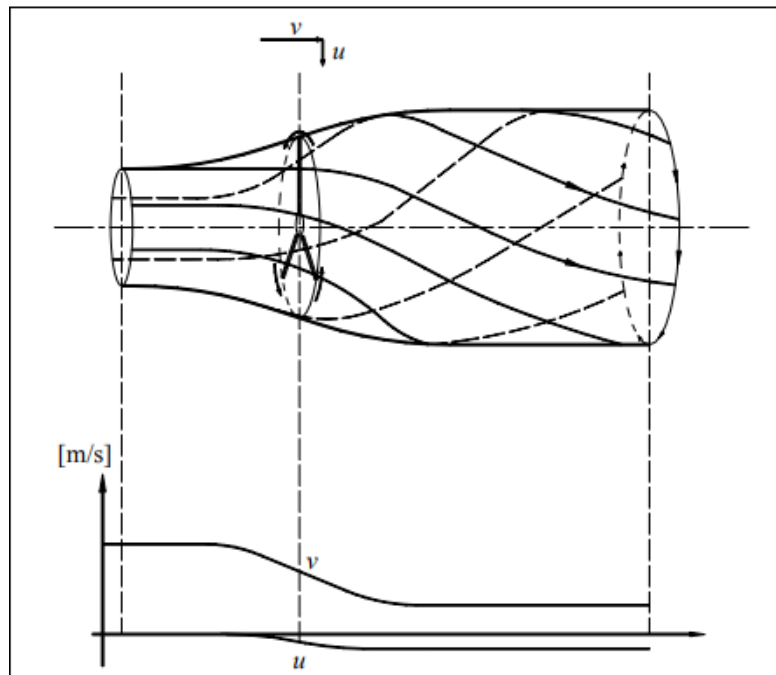
$$c(r)_{Betz} = \frac{16\pi R}{9BC_{L,D}} \frac{1}{\lambda \sqrt{\lambda^2 \left(\frac{r}{R}\right)^2 + \frac{4}{9}}} \quad (46)$$

Onde $C_{L,D}$ é o coeficiente de sustentação para o ângulo de ataque ótimo do projeto.

4.2.3.3 Ângulo de Pitch, β , por Schmitz

Um outro método de otimização foi desenvolvido por Schmitz e é considerado um pouco mais detalhado e sofisticado que o de Betz. Ele propõe que o torque M no eixo do rotor só pode ser estabelecido por causa da formação e rotação da esteira devido a lei de conservação do momento angular, figura 37.

Figura 37 - Formação da esteira - Sua rotação é oposta a rotação de giro do rotor



Fonte: GUNDTOLT (2009)

Com a conservação regra do momento angular, o torque no eixo do rotor só pode ser estabelecido por causa da formação induzida da esteira no fluxo de ar a jusante do rotor. Quanto à velocidade axial v pode ser mostrado teoricamente que a mudança na velocidade tangencial no plano do rotor é a metade da total mudança, ou seja, temos que no plano do rotor:

$$u = r\omega + \frac{1}{2}\Delta u \quad (47)$$

Ou

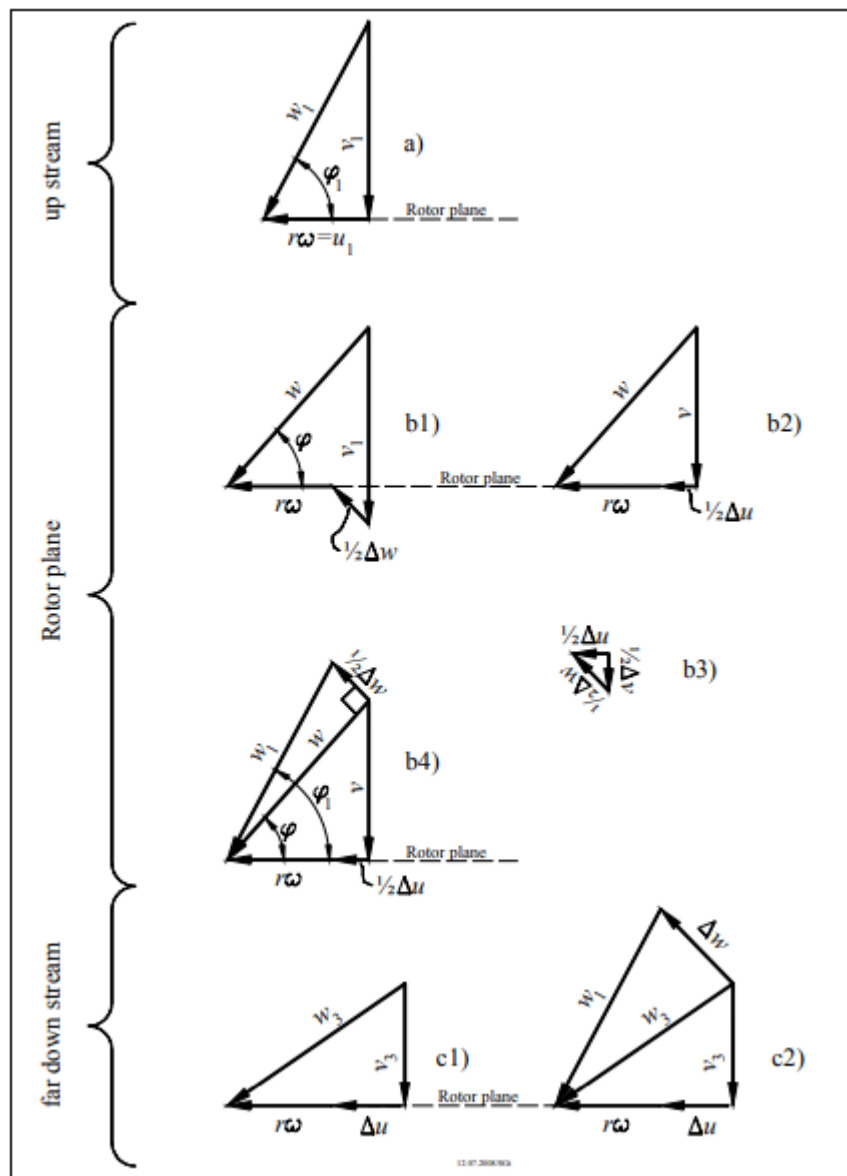
$$u = r\omega(1 + a') \quad (48)$$

Onde: a' é fator de indução tangencial.

Olhando a figura 38 abaixo, o mesmo pode ser considerando para a velocidade de vento aparente, “ w ”:

$$\ddot{w} = w + \frac{1}{2}\Delta\ddot{w} \quad (49)$$

Figura 38 - Velocidade no plano do rotor: a) à montante; b) no plano do rotor; c) à jusante



Fonte: GUNDTOLT (2009)

Toda essa mudança é devido ao efeito que o ar provoca na turbina e na formação da esteira. Se considerarmos que o arrasto é muito menor comparado a sustentação ($C_L \gg C_D$), então $\Delta \ddot{w}$ é paralelo a força de sustentação dF_L (devido a conservação da lei da quantidade de movimento) e, por definição da força de sustentação, temos que $\Delta \ddot{w}$ é perpendicular a “W” (figura 38-b4). Diante disso e com a ajuda da trigonometria, nós podemos determinar as seguintes relações:

$$w = w_1 \cos(\varphi_1 - \varphi) \quad (50)$$

A partir da figura 38-b2:

$$v = w \cdot \sin(\varphi) \quad (51)$$

Combinando as duas últimas equações temos:

$$v = w_1 \cos(\varphi_1 - \phi) \sin(\phi) \quad (52)$$

Da figura 38, temos:

$$\begin{aligned} \frac{1}{2} \Delta w &= w_1 \cdot \sin(\varphi_1 - \phi) \\ \Delta w &= 2w_1 \cdot \sin(\varphi_1 - \phi) \end{aligned} \quad (53)$$

E da conservação da quantidade de movimento, temos:

$$dF_L = \Delta w \cdot dq \quad (54)$$

Onde dq é o fluxo de massa através de um na posição r com espessura dr , isto é:

$$dq = 2\rho\pi r dr v \quad (55)$$

A potência pode escrita como:

$$\begin{aligned} dP &= dM \omega \\ &= dF_L \sin(\phi) r \omega \\ &= \Delta w dq \sin(\phi) r \omega \\ &= \{2w_1 \sin(\phi_1 - \phi)\} \left[(2\rho\pi r dr) w_1 \cos(\phi_1 - \phi) \sin(\phi) \right] \sin(\phi) r \omega \\ &= r^2 \omega \rho 2\pi dr w_1^2 \sin \left[2(\phi_1 - \phi) \right] \sin^2(\phi) \end{aligned} \quad (56)$$

Obs: Foi utilizada a relação $\sin(2x) = 2\sin(x)\cos(x)$

Agora, dispomos de uma relação para a potência do elemento de anel como uma função do ângulo φ , contudo, este ângulo ainda não é conhecido. Dos conceitos fundamentais de cálculo, podemos maximizar a função potência, derivando sua expressão

justamente em relação ao ângulo ϕ , ou seja, $(dP) / d\phi = 0$. Fazendo isso para a eq.56, obtém-se:

$$\begin{aligned}
 \frac{dP}{d\phi} &= 0 \\
 (r^2 \omega \rho 2\pi d r w_1^2) &(-2 \cos[2(\phi_1 - \phi)] \sin^2(\phi_1)) + 2 \sin[2(\phi_1 - \phi)] \sin(\phi) \cos(\phi) = 0 \\
 (r^2 \omega \rho 2\pi d r w_1^2) &2 \sin\{\sin[2(\phi_1 - \phi)] \cos(\phi) - \cos[2(\phi_1 - \phi)] \sin(\phi)\} = 0 \\
 (r^2 \omega \rho 2\pi d r w_1^2) &2 \sin(\phi) \{\sin(2\phi_1 - 3\phi)\} = 0
 \end{aligned} \tag{57}$$

Resolvendo, encontramos:

$$\phi_{\max} = \frac{2}{3} \phi_1 \tag{58}$$

Ou

$$\phi_{\max} = \frac{2}{3} \arctg \frac{v_1}{\omega r} = \frac{2}{3} \arctg \frac{R}{\lambda r} \tag{59}$$

Assim, para o ângulo de Pitch, temos:

$$\beta(r)_{Schmitz} = \frac{2}{3} \arctg \left(\frac{R}{\lambda r} \right) - \alpha_{ótimo} \tag{60}$$

4.2.3.4 Comprimento de corda, “c” por Schmitz

Das equações 52, 53 e 58 em 54, temos:

$$\begin{aligned}
dF_L &= \Delta w dq \\
&= 2w_1 \sin(\phi_1 - \phi) 2\rho\pi r dr (w_1 \cos(\phi_1 - \phi) \sin(\phi)) \\
&= 2w_1^2 2\rho\pi r dr \sin\left(\frac{\phi_1}{3}\right) \cos\left(\frac{\phi_1}{3}\right) \sin\left(\frac{2\phi_1}{3}\right) \\
&= 2w_1^2 2\rho\pi r dr \sin^2\left(\frac{\phi_1}{3}\right) \cos^2\left(\frac{\phi_1}{3}\right)
\end{aligned} \tag{61}$$

Sabendo que $\sin(2x) = 2\sin(x)\cos(x)$ e da teoria da aerodinâmica, temos:

$$\begin{aligned}
dF_L &= \frac{1}{2} \rho w^2 B c dr C_L \\
&= \frac{1}{2} \rho w_1^2 B c dr C_L \cos\left(\frac{\phi_1}{3}\right)
\end{aligned} \tag{62}$$

Utilizando a equação do ângulo máximo de ϕ ($\phi_{\max} = 2\phi_i / 3$) e combinando as equações, temos:

$$c(r)_{Schmitz} = \frac{1}{B} \frac{16\pi r}{C_L} \sin^2\left(\frac{\phi_1}{3}\right) \tag{63}$$

Ou

$$c(r)_{Schmitz} = \frac{1}{B} \frac{16\pi r}{C_{L,D}} \sin^2\left(\frac{1}{3} \arctg \frac{R}{\lambda r}\right) \tag{64}$$

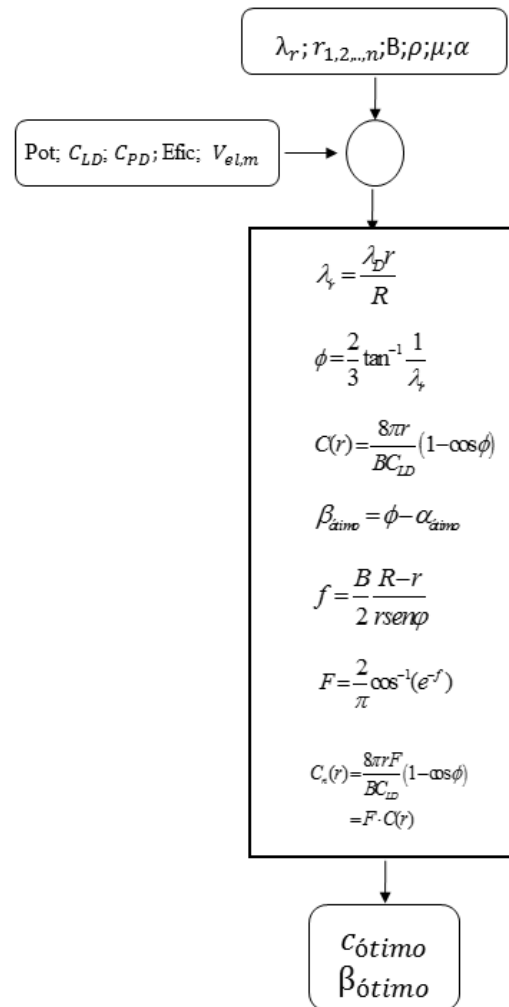
Aplicando o fator de correção de perda de Prandtl temos (OLIVEIRA, 2014):

$$\begin{aligned}
C_n(r) &= \frac{8\pi r F}{B C_{LD}} (1 - \cos \phi) \\
&= F \cdot C(r)
\end{aligned} \tag{65}$$

Todo esse procedimento é realizado para cada perfil utilizado na pá. Como será mostrado, mais à frente, foram utilizados 22 perfis para a sua composição, usando 3 perfis diferentes. Daí, utilizou-se o MatLab® para executar a varredura em cada um destes perfis, e obter os valores de corda e de torção dos mesmos. Um fluxograma dos procedimentos é retratado na figura 39, como mostrada em Mathew (2006), retratando

um exemplar da teoria de Schmitz, com a aparição de novas variáveis que facilitam os cálculos.

Figura 39 - Fluxograma de projeto de pás de turbinas eólicas otimizadas



Fonte: Autor

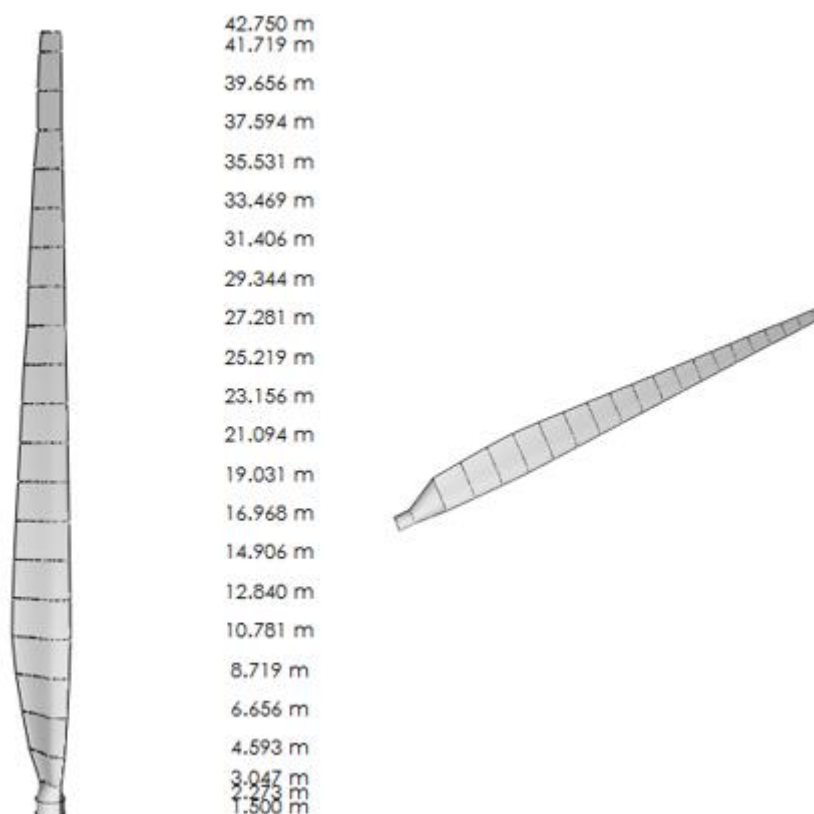
4.3 DESIGN DA PÁ

Os dados de coordenadas e geometria dos aerofólios foram coletados do trabalho de Phelps e Singleton (2012). Esta pá possui os mesmos três tipos de aerofólios (S818, S825 e S826) ao longo da direção do *span*, incluindo diferentes ângulos de torção e valores de corda, tabela 6. Com base nessa configuração, utilizou-se o software de CAD, Solidworks®, para projetar a geometria da pá. Como as dimensões da raiz não são especificadas, foi escolhida, arbitrariamente, um comprimento de 1.5m para a mesma. O resultado final é mostrado na figura 40.

Tabela 6 - Parâmetros de design para o modelo GE 1.5XLE

Posição (%)	Posição (m)	Torção (°)	Corda (%)	Corda (m)	Aerofólio
7.5	3.09375	42	6.14	2.5328	S818
12.5	5.15625	32	6.826	2.8157	
17.5	7.21875	23	7.452	3.074	
22.5	9.28125	15	7.782	3.2101	
27.5	11.34275	11.5	7.543	3.1115	
32.5	13.40625	8.2	7.188	2.9651	
37.5	15.46875	7	6.832	2.8182	
42.5	17.53125	6	6.479	2.6726	
47.5	19.59375	5	6.126	2.527	S825
52.5	21.65625	4	5.771	2.3805	
57.5	23.71875	4.15	5.415	2.2337	
62.5	25.78125	3.85	5.062	2.0881	
67.5	27.84375	3.25	4.707	1.9416	
72.5	29.90625	2.75	4.36	1.7985	
77.5	31.96875	1.25	4.024	1.6599	
82.5	34.03125	0.75	3.704	1.5279	
87.5	36.09375	0.55	3.385	1.3963	S826
92.5	38.15625	0.85	3.066	1.2647	
97.5	40.21875	0.05	2.747	1.1331	
100	41.25	0	2.424	1	

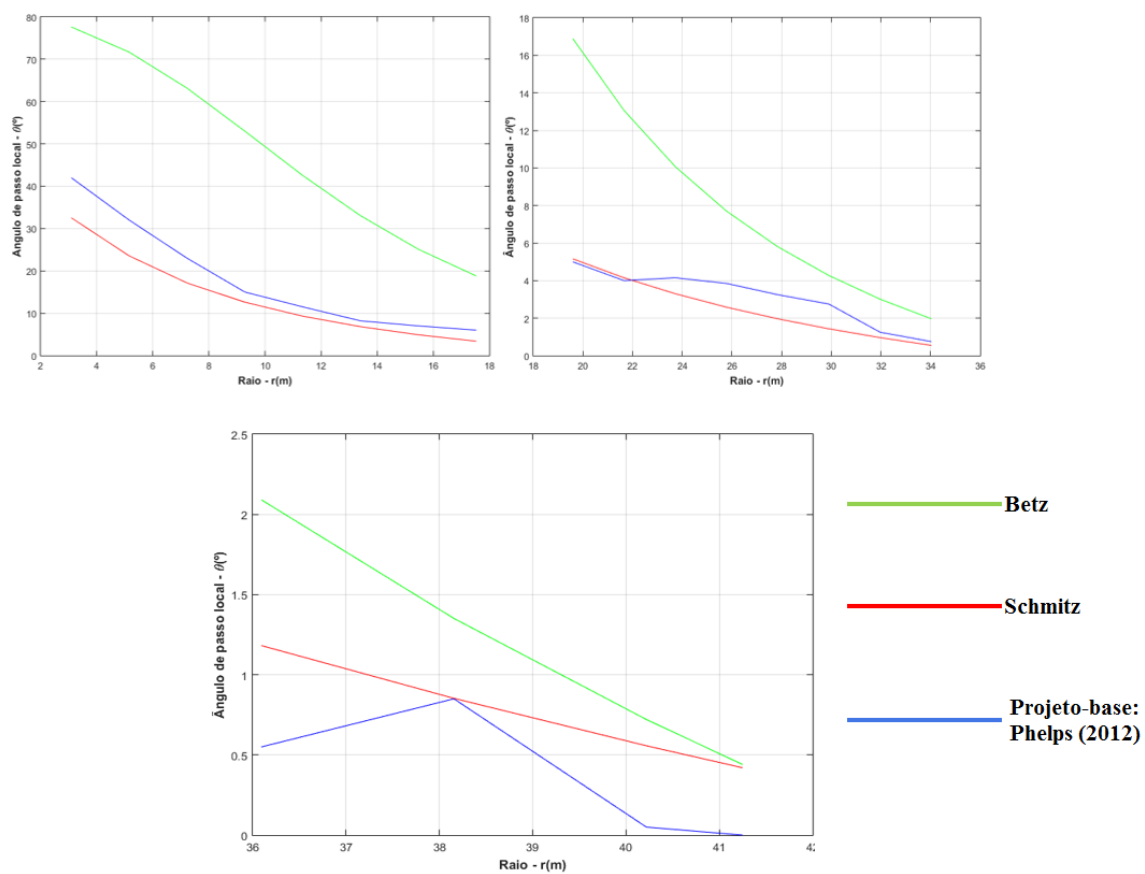
Fonte: Adaptado de Phelps e Singleton (2012)

Figura 40 - Montagem da pá de Phelps e Singleton (2012)**Fonte: Autor**

Realizando uma comparação com a programação desenvolvida e as equações já demonstradas, notou-se algumas discrepâncias nos ângulos de torção e nos valores de comprimento de corda, levando a crer que a pá proposta de Phelps (2012) poderia ser melhor aprimorada. Estes valores apresentam uma maior divergência quão mais próximos da ponta da pá estivermos, por ser, como já dito, uma região mais sensível a erros numéricos e perda de potência.

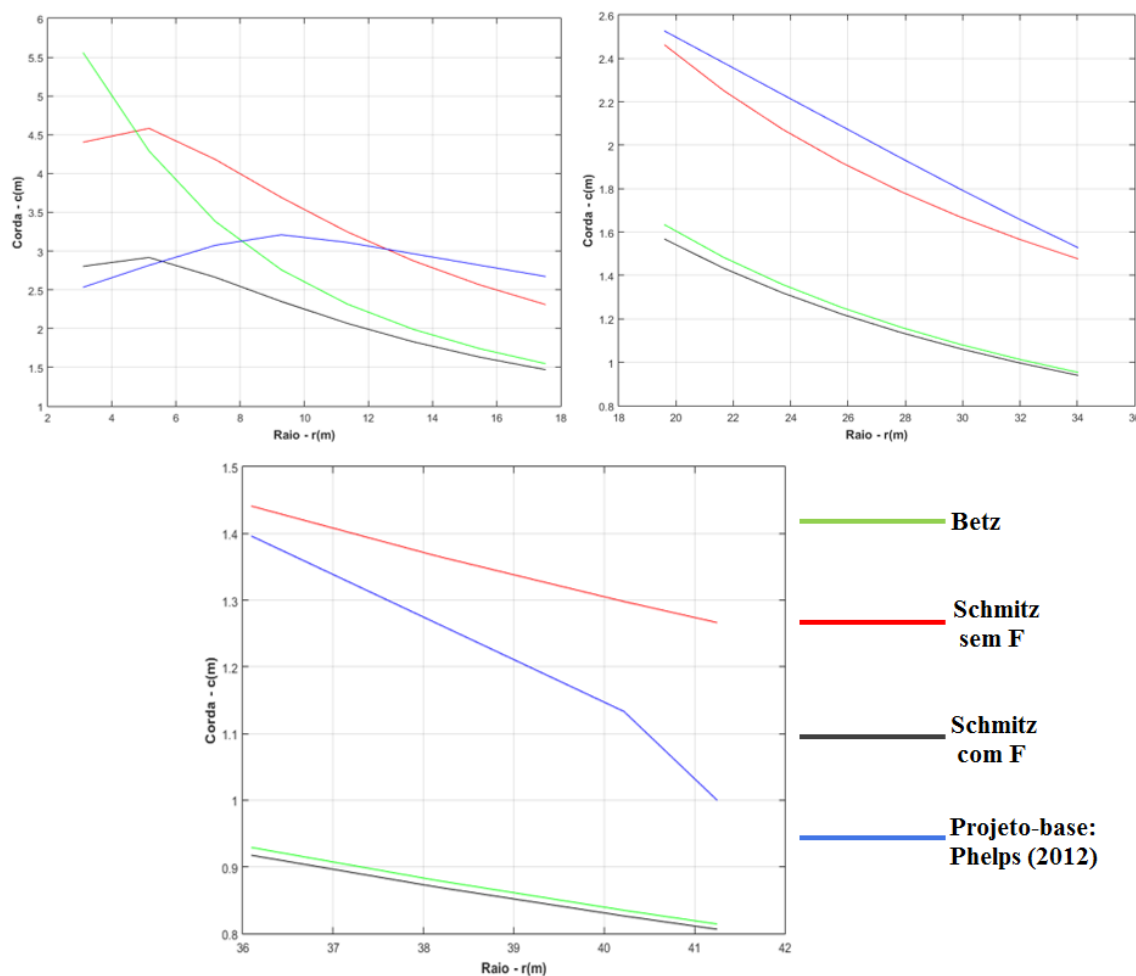
Os gráficos da figura 41 e 42 demonstram uma comparação entre os valores do ângulo de passo local e corda para os caso-base de Phelps e Singleton (2012) e os obtidos com a programação do presente trabalho utilizando as equações 35, 46, 60 e 64 com e sem a utilização do fator de perda de ponta de Prandtl (F). As figuras são divididas para cada perfil utilizado: (a) S818; (b) S825; (c) S826.

Figura 41 - Distribuição do ângulo de passo local obtida pelo método analítico e pelo modelo-base Phelps e Singleton (2012) para os perfis: (a) S818; (b) S825; (c) S826



Fonte: Autor

Figura 42 - Distribuição dos valores de corda obtidos pelo método analítico e pelo modelo-base Phelps e Singleton (2012) para os perfis: (a) S818; (b) S825; (c) S826

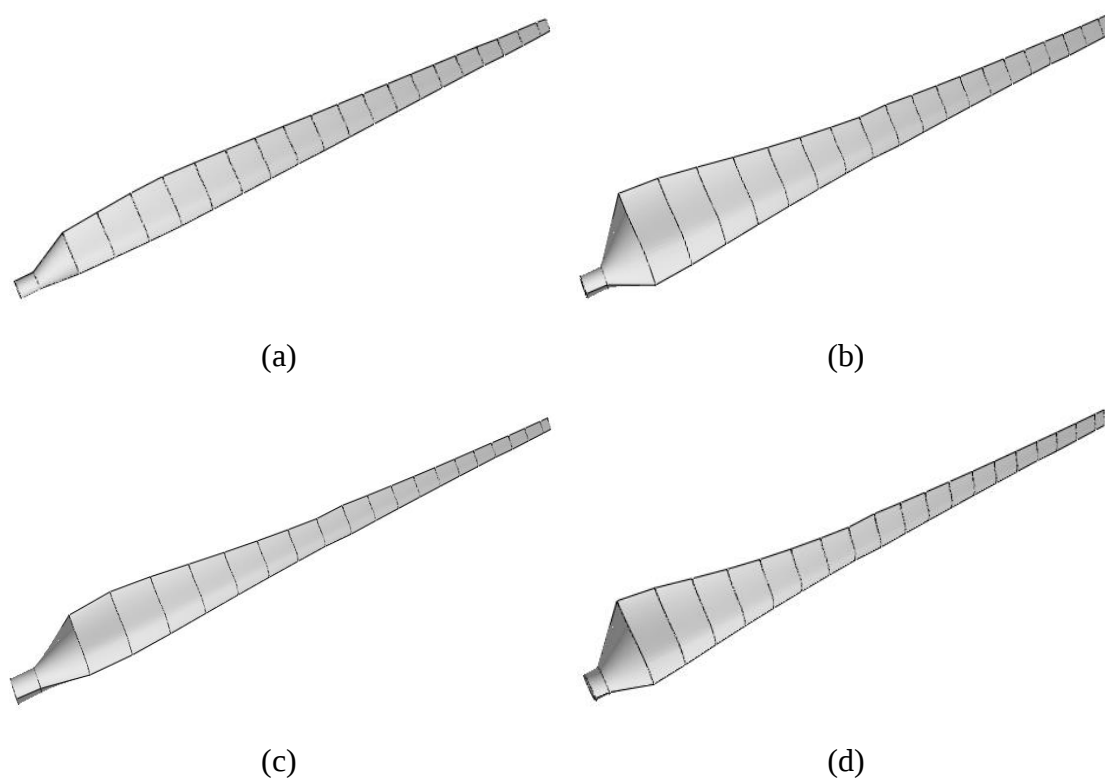


Fonte: Autor

A figura 41 mostra que as seções dos aerofólios próximas ao cubo são bastante anguladas devido à alta razão da velocidade do vento, com a velocidade neste ponto. Ao contrário, em regiões mais próximas a ponta da pá, mais normal ao vento serão seus posicionamentos (ADARAMOLA, 2014). Galdamez, Ferguson e Gutierrez (2011) corroboram com a ideia afirmando que, em geral, a seção da raiz da pá da turbina eólica precisa ser forte o suficiente para resistir ao momento de flexão e gerar um alto torque. Portanto, o ângulo de torção naquela região precisa ser maior. Já para reduzir o ruído na ponta da pá e facilitar a rotação, a seção da ponta precisa ser paralela à direção do fluxo do vento. Estas são as precauções necessárias que devem ser seguidas no processo de design.

Diante das informações expostas acima, projetamos a pá da turbina de acordo com Phelps e Singleton (2012) e com os resultados obtidos até aqui, desenvolvidos no MatLab® e Solidworks®. A figura 43 apresenta os resultados dos cálculos propostos. A figura (a) representa a pá proposta por Phelps (2012), enquanto as figuras (b), (c) e (d) são as desenvolvidas no trabalho, referentes as otimizações de Betz, de Schmitz com Prandtl e de Schmitz sem Prandtl, respectivamente:

Figura 43 - Geometria das pás propostas :(a) Phelps e Singleton (2012), (b) Pá otimizada por Betz, (c) Pá otimizada por Schmitz considerando o fator de Prandtl e (d) Pá otimizada por Schmitz desconsiderando o fator de Prandtl



Fonte: Autor

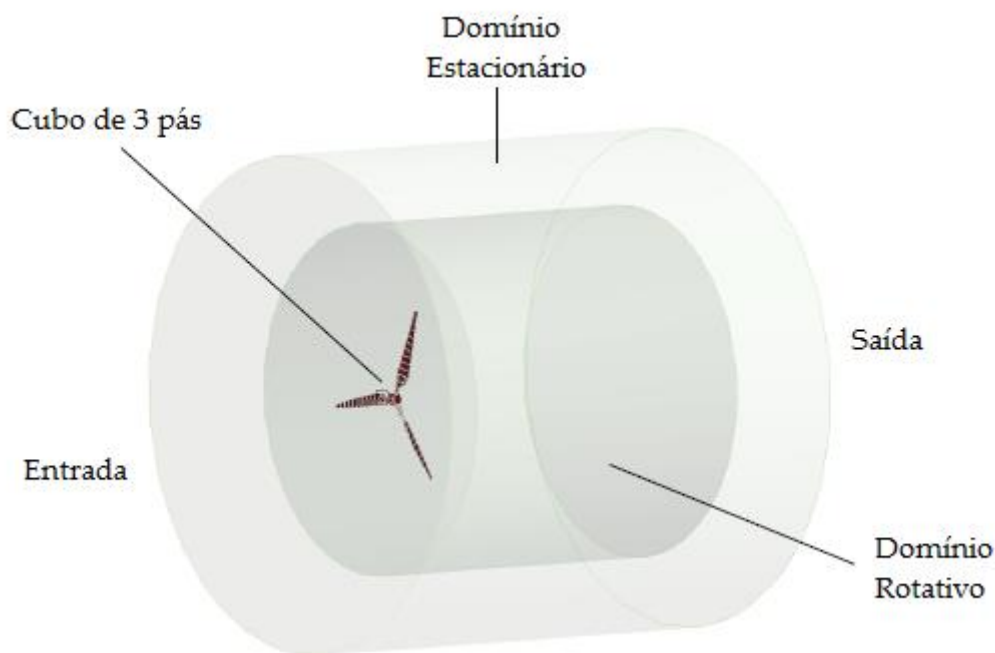
4.4 MODELO COMPUTACIONAL

Para a simulação do escoamento, utilizamos o Ansys Workbench® e suas ferramentas. Primeiramente, para a criação da geometria foi utilizado o SolidWorks® e

só a partir daí, foi feita a exportação para o software de simulação. Em seguida, uma ferramenta de malha foi criada juntamente com o mecanismo de simulação.

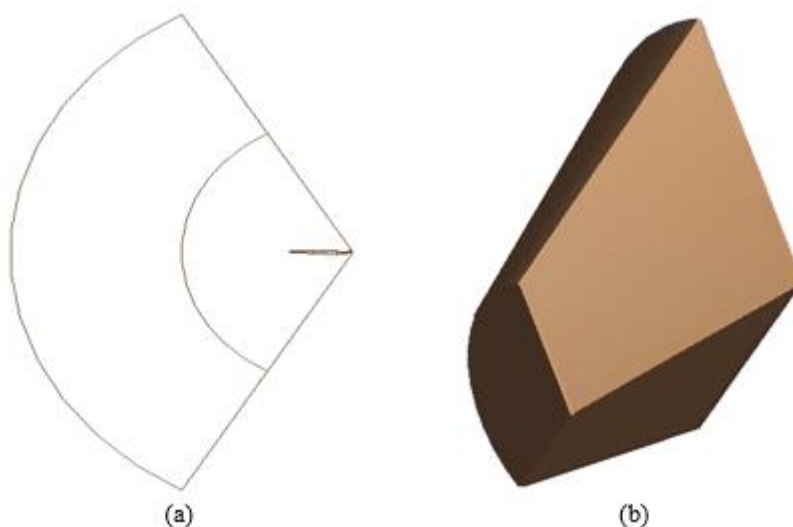
Para seguir a análise, é necessário desenhar o domínio, que seria o ambiente que envolve o objeto de estudo. De acordo com Fernandes *et al* (2017), o domínio deve ser suficientemente grande, com o intuito de evitar que os “efeitos de paredes” interfiram significativamente no campo de fluxo. O domínio 3D é apresentado como mostrado nas figuras 44. Como uma boa prática do CFD, o domínio foi recortado em 1/3, assumindo condições de contorno de simetria, de modo a diminuir o tempo computacional e otimizar os resultados, figura 45.

Figura 44 - Domínio fluido estacionário e rotativo



Fonte: Adpatado de Vasjaliya (2013)

Figura 45 - Corte de 1/3 do domínio: (a) Vista frontal; (b) Vista isométrica

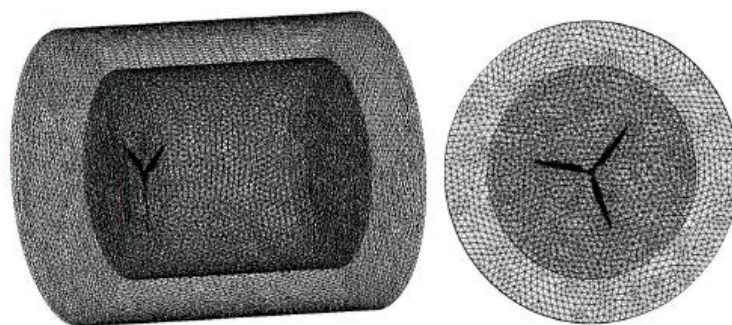


Fonte: Autor

A geração da malha também é um ponto importante para a simulação. O refino traz melhores resultados, porém isso pode acarretar numa elevação do tempo computacional e, de certa forma, pode não haver compensação. A região ao redor da pá requer uma malha mais fina e com camadas estreitas para que pegue a separação de fluxo ao redor da pá. Para realizar tal tarefa, utilizamos um recurso chamado de *inflation*. Isso é necessário para calcularmos com precisão os valores de pressão exata ao longo da superfície da pá. Assim, a malha da superfície foi criada com dez camadas de *inflation* ao redor da superfície da pá e as regiões remanescentes foram mantidas com malha grosseira.

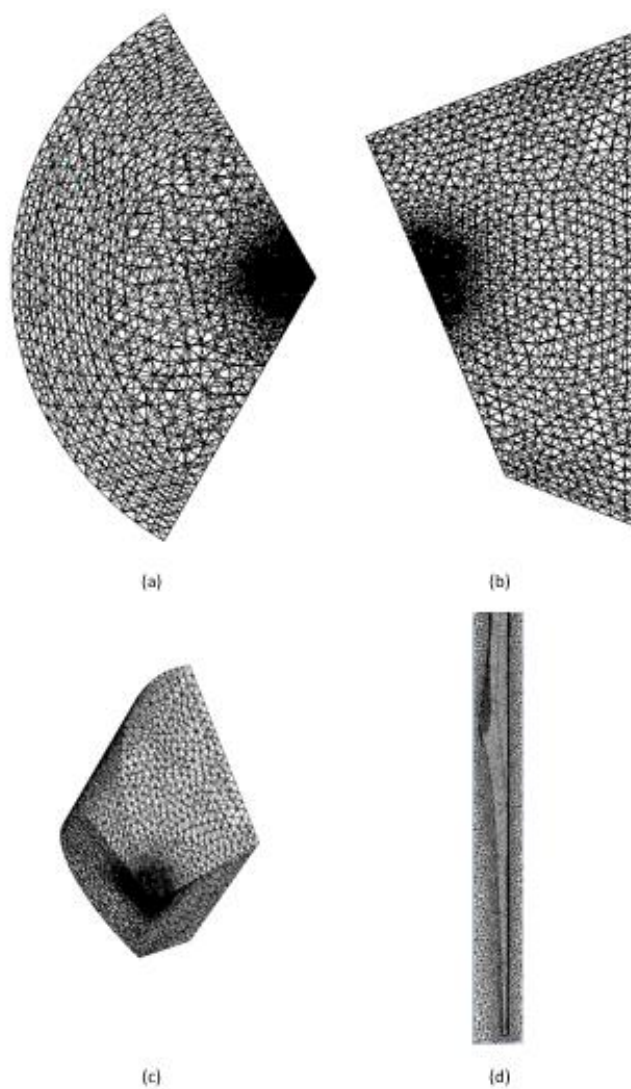
O domínio foi criado utilizando a terça parte de dois círculos concêntricos. O primeiro possuía 120 metros de raio e distava de 90 metros da pá, enquanto os valores para o outro eram de 240 e -180, respectivamente. Isso significa dizer que comprimento total do domínio é de 270 metros e, portanto, bem maior que o diâmetro da pá, eliminando qualquer possibilidade de interferência nos resultados. As figuras 46 e 47 mostram, respectivamente, como seria a malha caso fosse feito o rotor completo, e como ela foi, de fato, concebida só com sua terça parte.

Figura 46 - Domínio completo do rotor



Fonte: Adpatado de Vasjaliya (2013)

Figura 47 - Malha de um terço do domínio: (a) Vista frontal; (b) Vista lateral; (c) Vista isométrica; (d) Camadas do inflation ao redor da pá



Fonte: Autor

4.4.1 Análise de convergência

Uma prática comum em simulações CFD é realizar a análise de convergência ou *Mesh Independence*, isto é, descobrir até que ponto é válido refinar a malha da simulação, para obter melhores resultados (GÓMEZ, 2014). É claro, que uma malha refinada conduzirá a resultados mais precisos, porém há um determinado ponto que esse refino já não é tão necessário pois os resultados variam pouco ou não variam. Este tipo de estudo colabora com o tempo computacional do processo, fazendo que a simulação ocorra de maneira mais rápida, trazendo resultados satisfatórios.

No presente trabalho, o parâmetro para investigar a independência de malha foi o torque da máquina. Definiu-se como um parâmetro de função para o Ansys, o tamanho do elemento na pá e o tamanho do elemento no domínio, e automaticamente, ele já geraria diversos casos, sem ter que começar do zero.

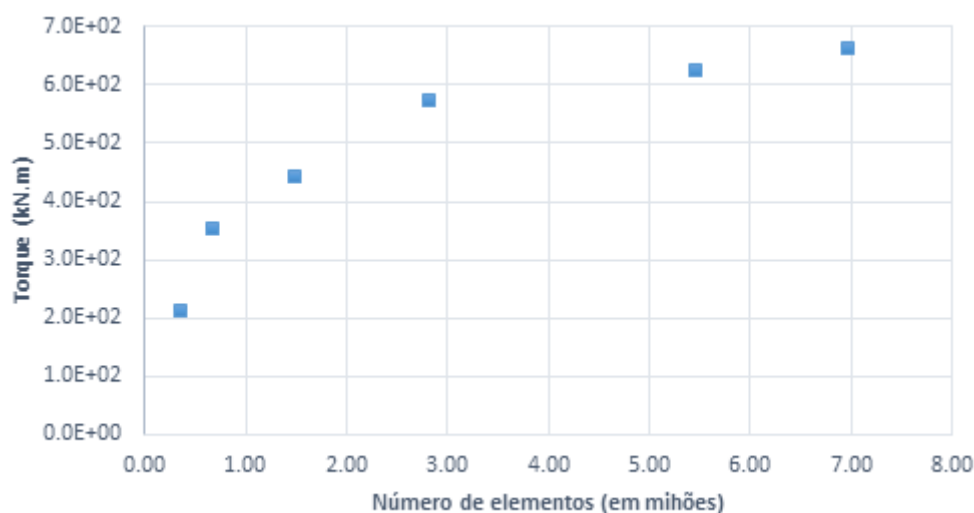
Da tabela 7 e a figura 48 foi possível chegar a um ponto ótimo onde, já não havia ganhos computacionais significativos, a ponto de requerer um refinamento melhor. Deste modo, foi decidido utilizar um elemento de tamanho 0,1m na parte fluídica e 0,8m no corpo, o que acarreta, em aproximadamente, três milhões de elementos de malha, para a velocidade nominal de 12m/s da máquina.

Tabela 7 – Análise de convergência

Número de Elementos	Tamanho de elemento na face (m)	Tamanho de elemento no corpo (m)	Torque [kN.m]
353225	0,30	2,00	212,6
670968	0,20	1,50	354,8
1490162	0,15	1,00	443,1
2811116	0,10	0,80	573,3
5457384	0,08	0,60	626,0
6976197	0,07	0,55	661,9

Fonte: Autor

Figura 48 – Evolução do torque com o refinamento da malha



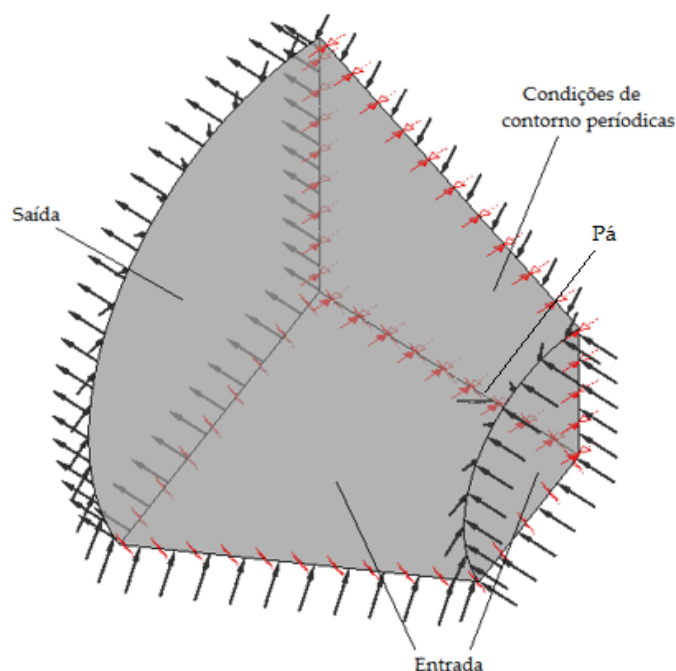
Fonte: Autor

O computador utilizado para as simulações foi um Intel Xeon CP5 E5-2630 dual core 2.30GHz com 32GB de memória RAM e um sistema operacional de 64 bits.

4.4.2 Condições de contorno

Na seção de malha, nós definimos os nomes das condições de contorno (CCs) e seus locais de atuação, como a entrada, a saída, as paredes e etc. Como já dito, as CCs foram atribuídas a um domínio de 120° com o objetivo de redução de tempo computacional. Todas as condições de contorno estão mostradas na figura 49.

A pá é caracterizada como *wall*, ou seja, um obstáculo ao fluxo de ar. As superfícies superior e inferior também são tratadas como *wall* e incluem a condição de não-deslizamento que impõe velocidade tangencial nula próxima a parede (ÇENGEL e CIMBALA, 2015). Por definição do próprio software, superfícies que nada lhes são atribuídas, são tratadas como *wall* e para não se poluir muito a figura, optou-se por suprimi-las. As outras CCs são as entradas de ar, definidas pela velocidade; a saída, com pressão manométrica igual a zero, ou seja, é uma superfície aberta; e finalmente, as CCs periódicas que são para informar ao software que há uma repetição das condições de contorno, no 2/3 restante do domínio. Ou seja, o Ansys simula apenas em 1/3 do domínio, mas entende, através dessas CCs, que a geometria é completa.

Figura 49 - Condições de contorno**Fonte: Autor**

4.5 PROPRIEDADES DOS MATERIAIS

Independentemente de suas diferenças funcionais, os primeiros rotores de energia eólica foram baseados em tecnologias das aeronaves, quase sem nenhuma exceção. Até aproximadamente 1915, o material usado nas pás era madeira com uma cobertura de tecido, devido a sua aplicação tradicional de séculos em construção de moinhos de vento. Contudo, sua durabilidade e a necessidade constante de manutenção, fizeram com que o material sucumbisse. O desenvolvimento de novos materiais reforçados tem dado um novo impulso no ramo da energia eólica nas últimas décadas, sendo a fibra de vidro e de carbono o estado da arte da tecnologia da tecnologia atual (De Oliveira Pinto, 2013).

A ideia básica dos compostos de fibra reforçados consiste em reforçar a resina sintética por meio de incorporação de fibras que possuem melhores propriedades de resistência do que o material básico. No final dos anos 60, os compostos de alta qualidade de fibras reforçadas foram desenvolvidos na aviação e em seguida na engenharia aeroespacial e na construção de veículos. Esse desenvolvimento foi impulsionado especialmente pela demanda da indústria aeroespacial por materiais leves e de alta resistência. Hoje seria inconcebível ter indústria sem tais materiais. A fibra mais usada é

a fibra de vidro. Sua propriedade de resistência é extraordinariamente alta, mas seu módulo específico de elasticidade não é tão bom. Isso significa que a rigidez não é muito alta sendo uma das principais razões por que as estruturas com fibra de vidro não podem ser usadas sem restrições em pás de grande porte (De Oliveira Pinto, 2013).

Já fibra de carbono destaca-se por ter alto módulo de elasticidade e rigidez comparável as estruturas de aço como também uma boa resistência a fadiga. Devido a fatores financeiro, a fibra de carbono é frequentemente usada em combinação com a fibra de vidro, particularmente em áreas que estão sujeitas a estresse. A fibra de carbono não tem problemas de corrosão, porém deve-se dispor de medidas especiais de precaução contra raios quando usadas nas pás do rotor (De Oliveira Pinto, 2013).

Na produção de uma pá eólica, existe toda uma pesquisa na busca por um material que seja ao mesmo tempo leve e resistente. Assim, nesta engenharia de materiais, a primeira ideia que vem à tona são estruturas baseadas em carbono, mas ainda há o obstáculo central nisso tudo, que é o custo envolvido. O processo tecnológico na manufatura de nanoestruturas ainda é complexo e caro (De Oliveira Pinto, 2013).

Sob esta ótica, percebe-se que é muito difícil estabelecer, de fato, um material exato para a composição da turbina. Muitas vezes, há uma combinação dos materiais para a aplicação. Isso dificulta a definição de um material exato para realizar a FSI sobre a pá, mas segundo Barrett-Lachance e Corona (2014), uma aproximação razoável para os materiais compósitos utilizados com propriedades ortotrópicas está apresentada na tabela 8:

Tabela 8 - Propriedades de compósitos utilizados em turbinas eólicas

Densidade (kg/m ³)	1550
Módulo de Young- X (Pa)	1.1375E+11
Módulo de Young- Y (Pa)	7.583E+09
Módulo de Young- Z (Pa)	7.583E+09
Coef. Poisson XY (-)	0.32
Coef. Poisson YZ (-)	0.37
Coef. Poisson XZ (-)	0.35
Módulo de Cisalhamento - XY (Pa)	5.446E+09
Módulo de Cisalhamento - YZ (Pa)	2.964E+09
Módulo de Cisalhamento - XZ (Pa)	2.964E+09

Fonte: Barrett-Lachance e Corona (2014)

Deste modo, estas serão as características dos materiais utilizados para a simulação.

4.6 VALIDAÇÃO DO MODELO

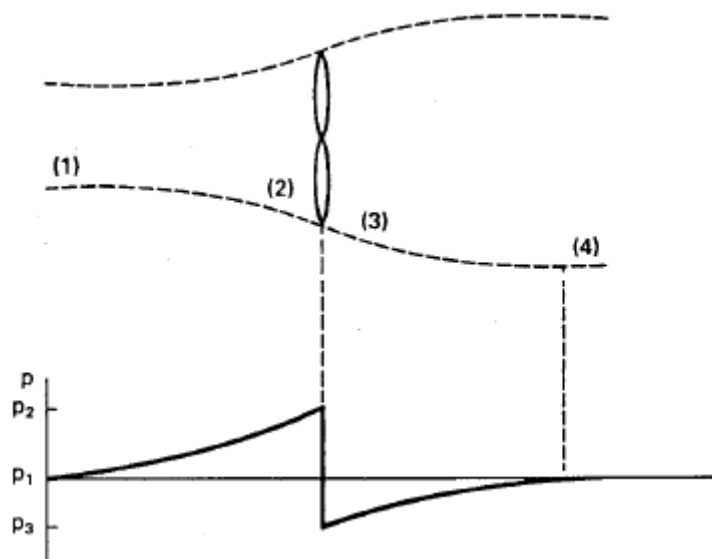
Para a validação do modelo, comparamos alguns dos resultados obtidos através da simulação com resultados disponíveis na literatura e experimentais a fim de indicar que o modelo está coerente.

Um meio de validação qualitativa pode ser obtido, analisando a distribuição de pressão paralelamente ao eixo da turbina. Johnson (2001) mostra o resultado considerando um fluxo de ar proveniente de (1) e em direção a (4) passando pelos estágios de diferença infinitesimal (2) e (3) onde está o rotor da turbina. Ele mostra que há um

aumento de pressão no fluxo, ao se aproximar do rotor, atingindo seu ponto máximo, no instante infinitesimal antes da passagem pela turbina. Este aumento se dá pela transformação da energia cinética do vento em energia potencial de pressão, acumulada pelo fluxo de ar devido à presença do rotor.

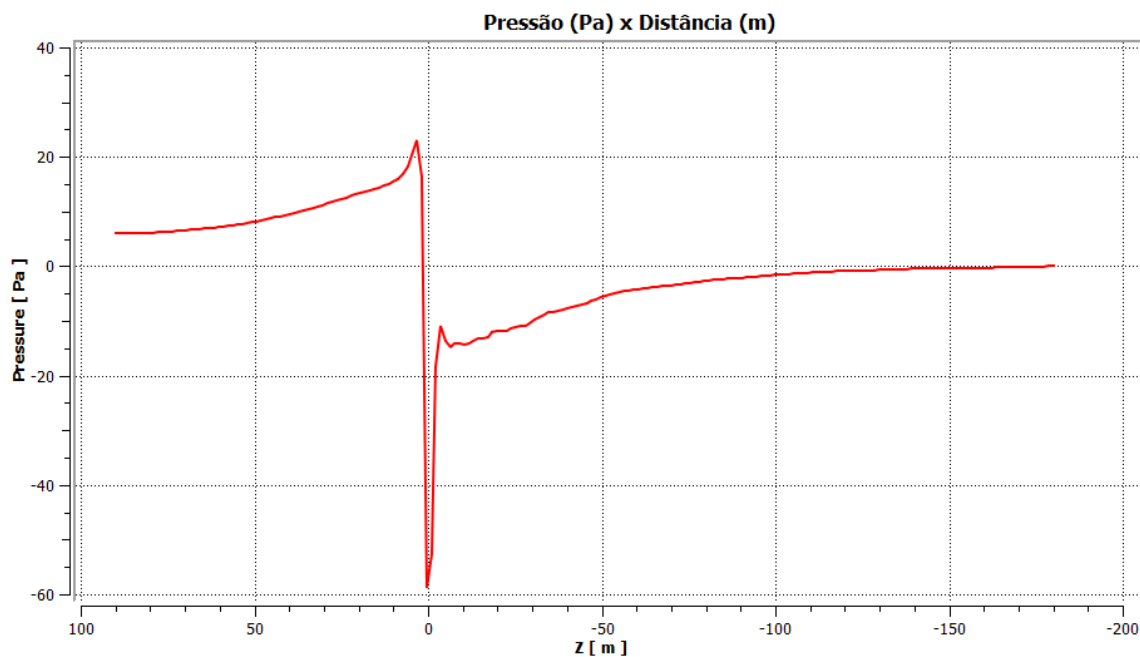
Após isso acontecer, cria-se uma espécie de “vácuo” atrás da máquina, e, portanto, a pressão cai bruscamente, sendo restaurada de forma suavemente com o decorrer fluxo e o equilíbrio das energias cinética e potencial, figura 50. Toda essa dinâmica é baseada na teoria do disco atuador, e a figura 51 mostra o mesmo gráfico para a simulação realizada no Ansys. O comportamento é semelhante com Johnson (2001) e validado qualitativamente, pois após a passagem do fluxo pelo rotor, há a extração da energia cinética do vento, fazendo que com que a força e a velocidade do fluido decaiam, e, assim possa se obter energia elétrica.

Figura 50 - Distribuição de pressão do fluxo de ar ao longo da turbina



Fonte: Johnson (2001)

Figura 51 - Distribuição de pressão do fluxo de ar ao longo da turbina simulado no Ansys



Fonte: Autor

4.7 ANÁLISE DE OTIMIZAÇÃO MULTIDISCIPLINAR

A otimização da turbina eólica é um processo multidisciplinar que inclui aperfeiçoamento aerodinâmico, estrutural e econômico. De acordo com Vasjaliya (2013), não é possível formular o problema do projeto ideal de pás de turbinas eólicas como uma tarefa de otimização sob um único aspecto, porque esse processo exige que muitos critérios sejam levados em consideração. Em muitos casos, esses critérios são até contraditórios, o que impede sua otimização simultânea. Os seguintes critérios foram levados em conta no processo de projeto ideal de turbinas eólicas estabelecida na figura 21:

- Minimização do peso da pá
- Minimização das tensões sobre a pá
- Manutenção de frequências naturais em níveis aceitáveis
- Maximização da potência de saída

A massa e o custo material de uma pá estão correlacionados e dependem da rigidez estrutural da mesma. Se essa rigidez estiver no nível ideal, ambos os critérios podem ser satisfeitos. A espessura ideal da pá para suas diferentes seções ajuda a satisfazer critério.

Ademais, a minimização da vibração é a melhor maneira de obter um design ideal da estrutura da pá e, ao mesmo tempo, contribui para manter o custo baixo e proporcionar alta rigidez. Portanto, para minimizar a vibração, a frequência natural da pá deve ser separada da vibração harmônica associada a ressonância do rotor. Portanto, o ideal é que as primeiras frequências naturais distem umas das outras algo em torno de $\pm 5\%$, tratando-se, portanto, de uma restrição do sistema (VASJALIYA, 2013). Além disso, para atender aos requisitos de resistência da estrutura, a tensão admissível do material não deveria ser excedida.

Para maximizar a aerodinâmica e seus derivados como o torque, por exemplo, os perfis são redimensionados e reposicionados, no que diz respeito a corda e o ângulo de passo local, para então ser feita uma análise potencial. Em seguida, vários cenários são rodados para o ângulo de Pitch global com o intuito de alcançar a menor tensão. Já para a diminuição do peso, vários casos também foram simulados tendo como parâmetros as espessuras das longarinas e do próprio aerofólio (*shell thickness*). Para sintetizar tudo isso, a tabela 9 abaixo foi mostrada.

Tabela 9 - Variáveis, restrições e objetivos de otimização

Variáveis	Ângulo de Pitch local e corda
	Espessura da pá
Restrições	Critério de falha
	Distanciamento das frequências modais
Objetivos	Minimização do peso
	Minimização das tensões
	Maximização da potência

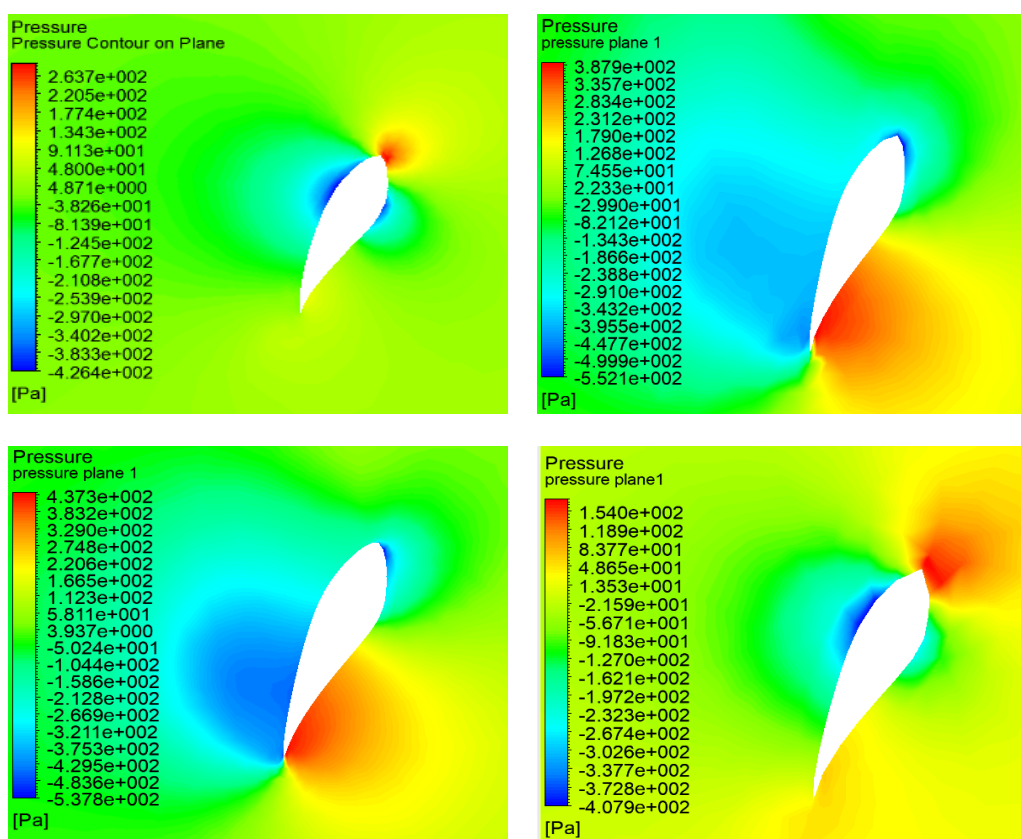
Fonte: Autor

5 RESULTADOS

5.1 RESULTADOS AERODINÂMICOS

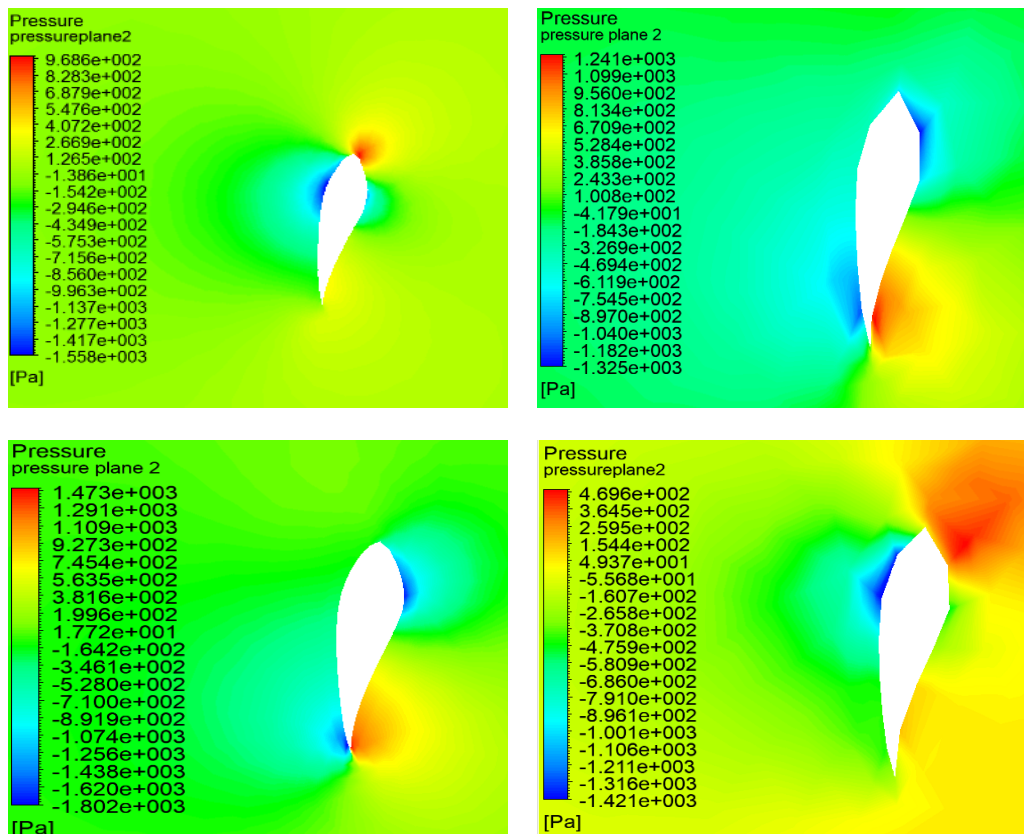
Os gráficos de contorno de pressão são apresentados para a condição de operação do vento à velocidade nominal (12 m/s) para as novas pás e a proposta por Phelps e Singleton (2012) figuras 52-55. Observou-se que a diferença de pressão entre a superfície superior e inferior (extradorso e intradorso) em diferentes seções de corte (r/R), foram maiores do que a diferença de pressão no projeto-base, colaborando a produzir maior torque e como resultado, uma maior potência é gerada.

Figura 52 - Contornos de pressão a velocidade de vento de 12m/s para a uma razão $r/z = 25\%$: (a) Phelps; (b) Betz; (c) Shcmitz sem Prandtl; (d) Schmitz com Prandtl



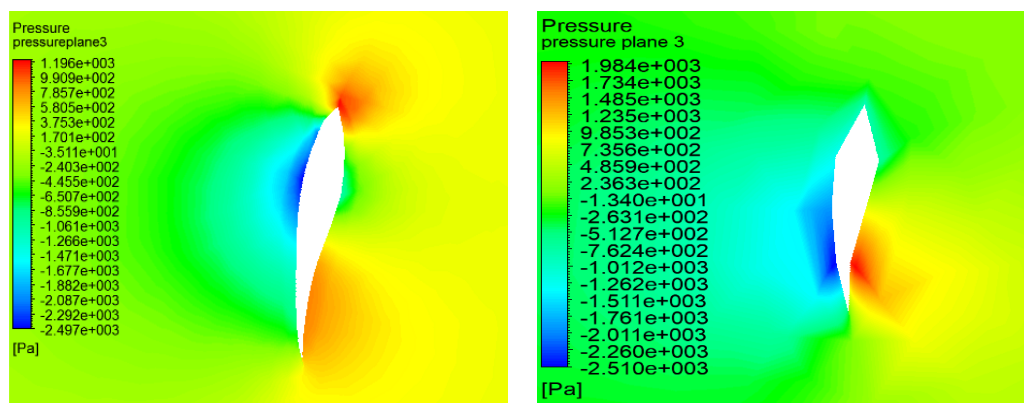
Fonte: Autor

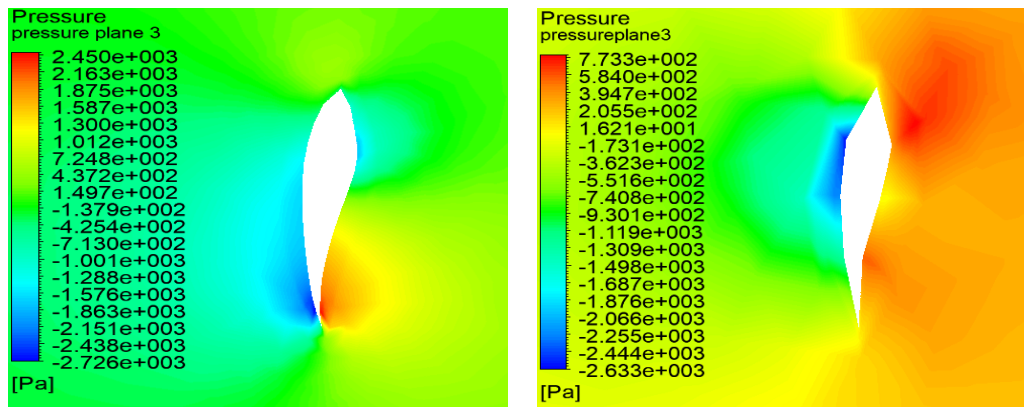
Figura 53 - Contornos de pressão a velocidade de vento de 12m/s para a uma razão $r/z = 50\%$: (a) Phelps; (b) Betz; (c) Shcmitz sem Prandtl; (d) Schmitz com Prandtl



Fonte: Autor

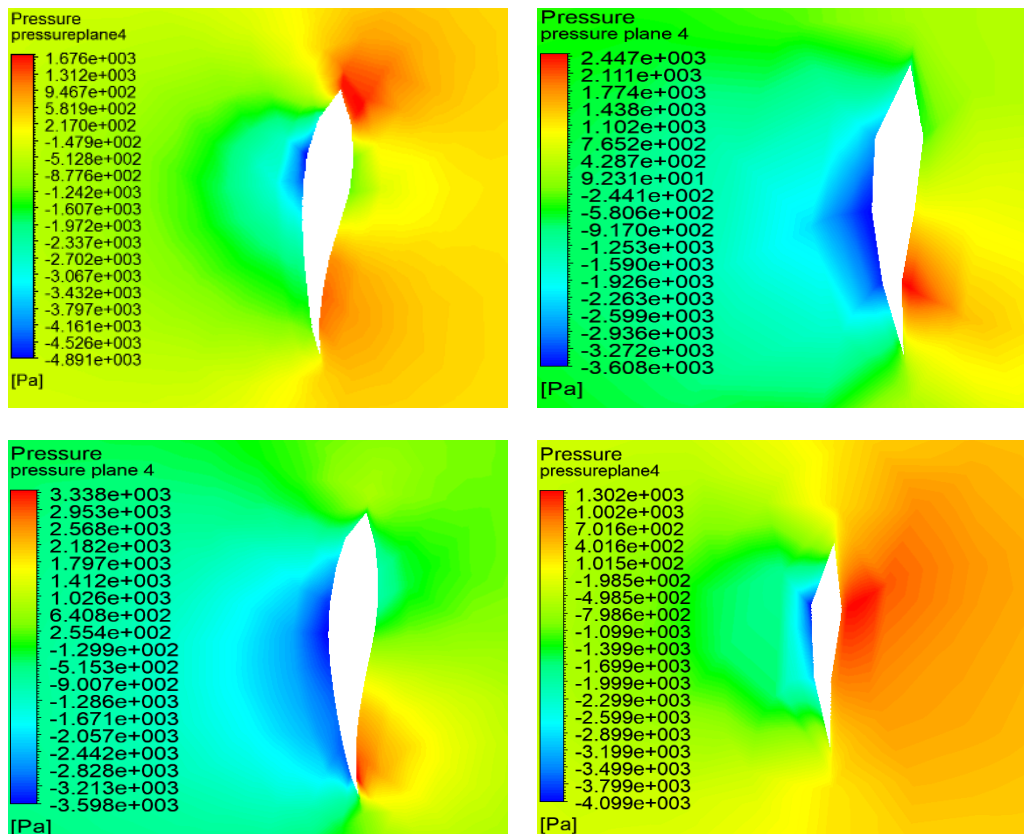
Figura 54 - Contornos de pressão a velocidade de vento de 12m/s para a uma razão $r/z = 75\%$: (a) Phelps; (b) Betz; (c) Shcmitz sem Prandtl; (d) Schmitz com Prandtl





Fonte: Autor

Figura 55 - Contornos de pressão a velocidade de vento de 12m/s para a uma razão $r/z = 95\%$: (a) Phelps; (b) Betz; (c) Shcmitz sem Prandtl; (d) Schmitz com Prandtl



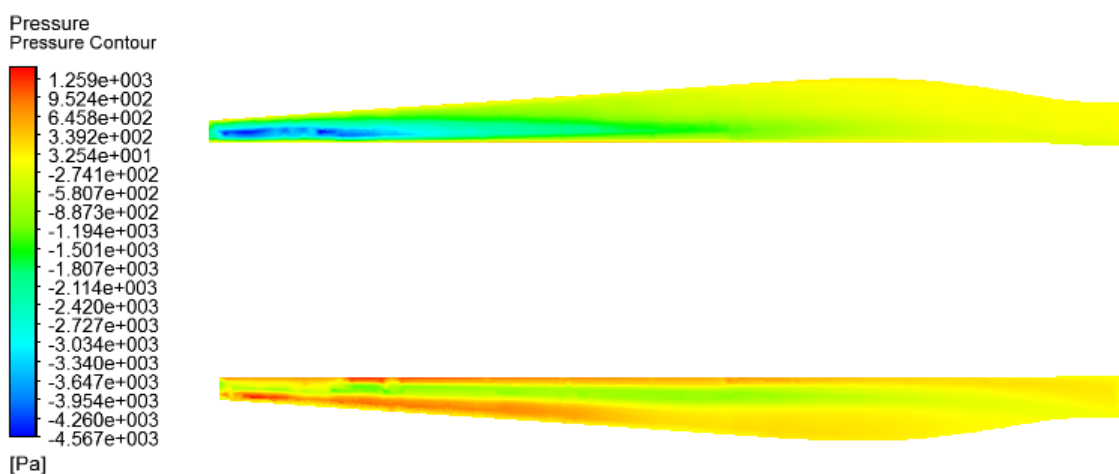
Fonte: Autor

Em algumas das figuras, percebe-se regiões pontiagudas nos perfis. Isso ocorre devido a uma baixa qualidade da malha nestas seções e, portanto, seria necessário um melhor refinamento nestes locais para sua melhor representação. Contudo, como já

discutido na seção de análise de convergência, o refino escolhido apresentou bons resultados para a maioria das seções das pás.

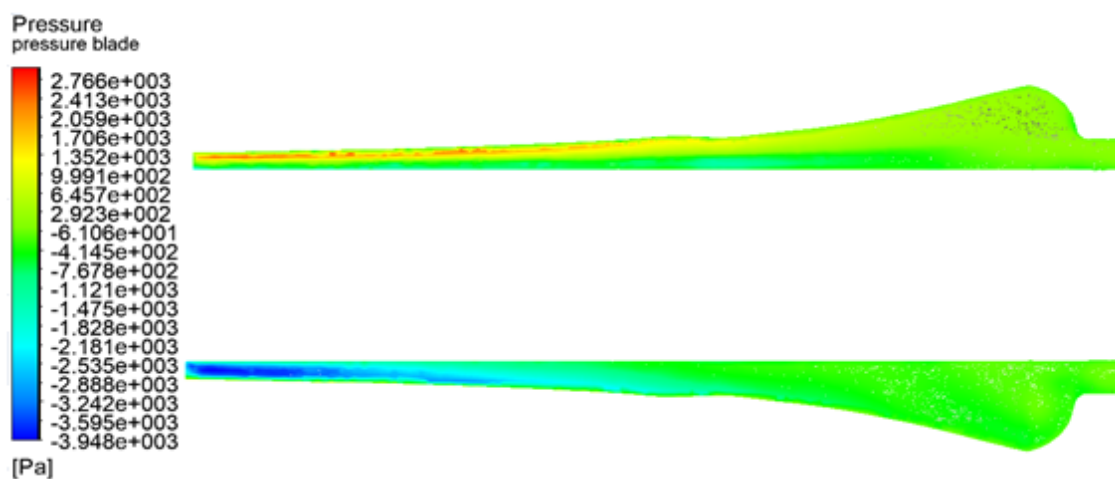
A distribuição de pressão do fluido ao longo de toda pá também foi analisada. As figuras 56-59 mostram os contornos de pressão tanto para o lado de sucção como o para lado da esteira (*front side* e *back side*). Descobriu-se que apesar de valores próximos, todas as propostas no trabalho apresentaram uma maior variação de pressão ΔP comparada ao projeto-base, na mesma velocidade e condição de vento, fator este que colabora na geração de energia.

Figura 56 - Contorno de pressão na pá de Phelps e Singleton (2012)



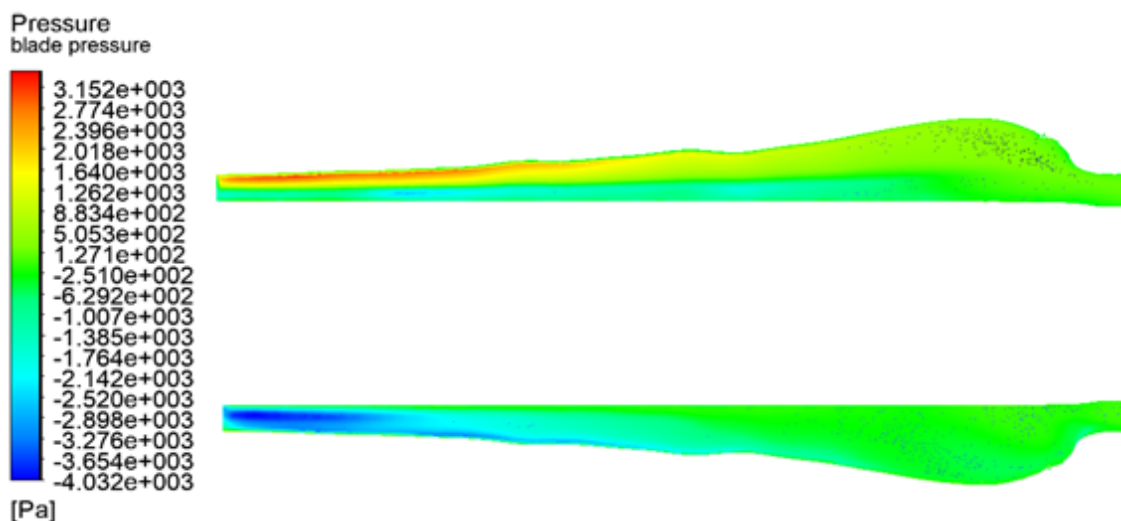
Fonte: Autor

Figura 57 - Contorno de pressão na pá de Betz



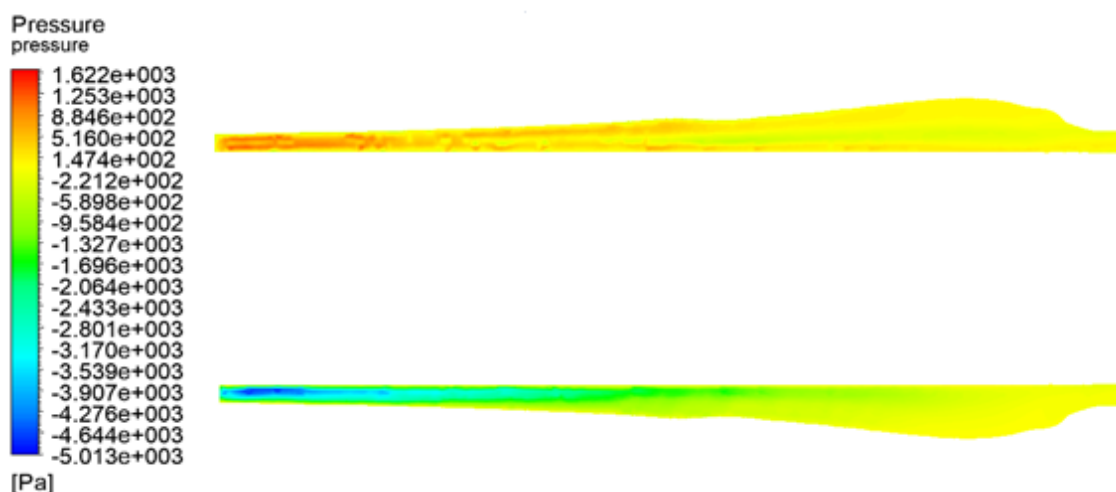
Fonte: Autor

Figura 58 - Contorno de pressão na pá de Schmitz sem F



Fonte: Autor

Figura 59 - Contorno de pressão na pá de Schmitz com F

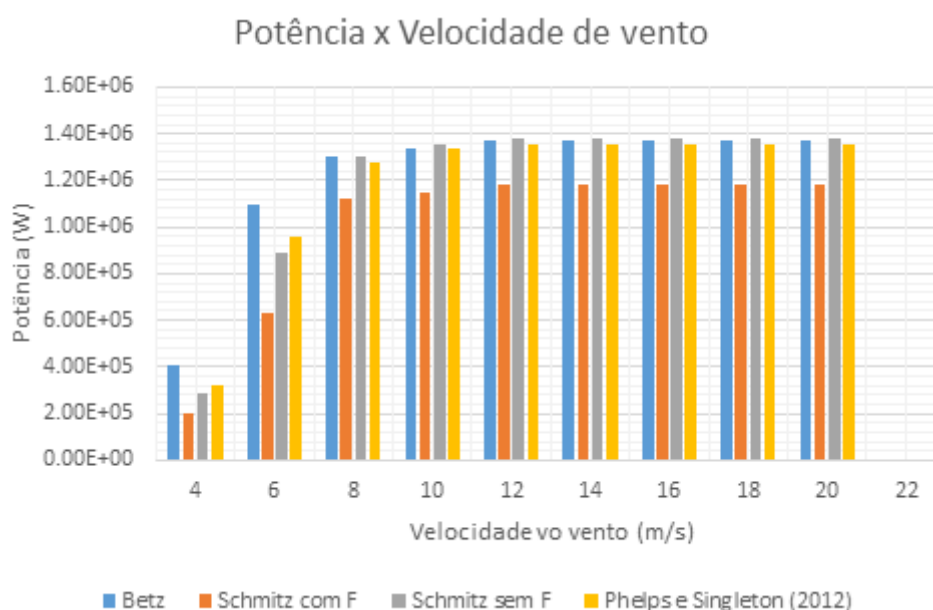


Fonte: Autor

5.2 OBTENÇÃO DAS POTÊNCIAS

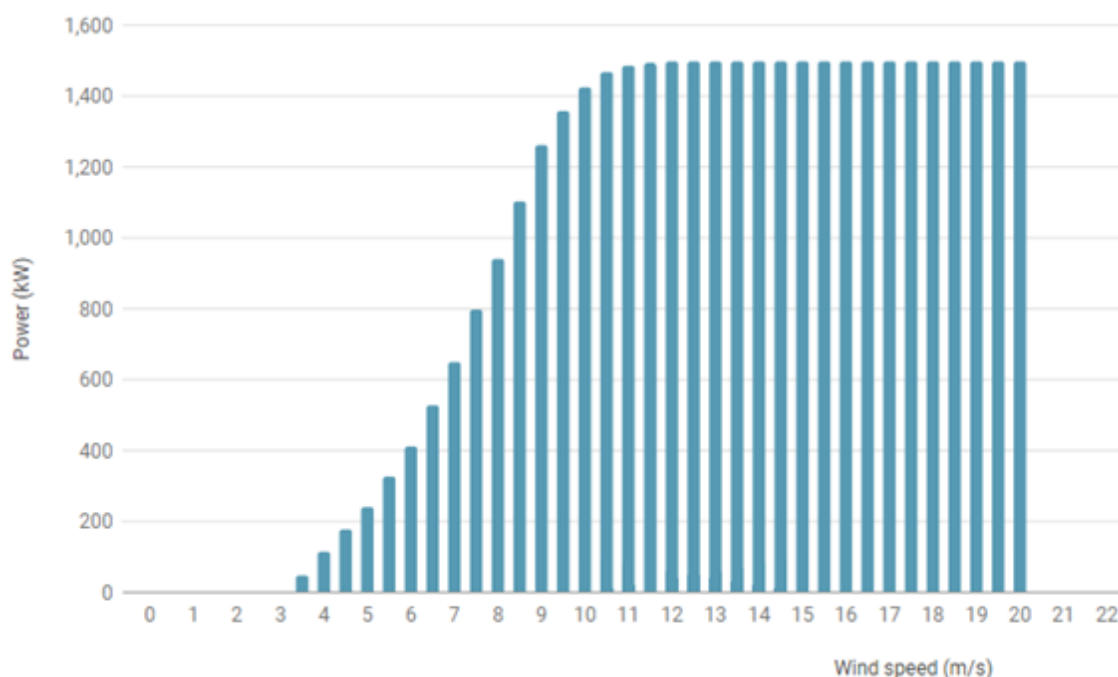
A figura 60 apresenta o gráfico relacionado à potência de saída da máquina com velocidade do vento, para as quatro situações. Ela se apresenta de forma semelhante à figura 61, que representa a curva real da turbina GE 1.5XLE.

Figura 60 - Gráfico comparativo da potência versus a velocidade do vento



Fonte: Autor

Figura 61 - Curva de potência real da GE 1.5XLE



Fonte: Thewindpower (2018)

Esses gráficos mostram que os modelos de Betz e Schmitz sem F, apresentaram uma geração de potência um pouco maior que o modelo base de Phelps e Singleton (2012). Já o modelo de Schmitz com F, representou o pior dos cenários. O modelo de Phelps e Singleton (2012) é mais abrangente, ou seja, apresenta melhores rendimentos numa faixa de *TSR* também maior. Contudo, no ponto ótimo de trabalho Betz e Schmitz sem F, apresentaram um ganho comparado a Phelps e Singleton (2012) em até 1,69% e 1,81%, respectivamente. Isso implica dizer que ao final de um ano, 237kWh potência de energia serão geradas, em média, para os dois casos, considerando operação total.

É claro que estes resultados foram tratados sob uma condição específica de uma determinada malha. Em outras situações, estes valores de ganho de potência não seriam exatamente os mesmos. Isso acarreta dizer que, a estes valores são atribuídas incertezas, ou seja, eles podem variar de situação a situação. O intuito de mencioná-los no trabalho foi de estabelecer uma ordem de grandeza no ganho da produção de potência.

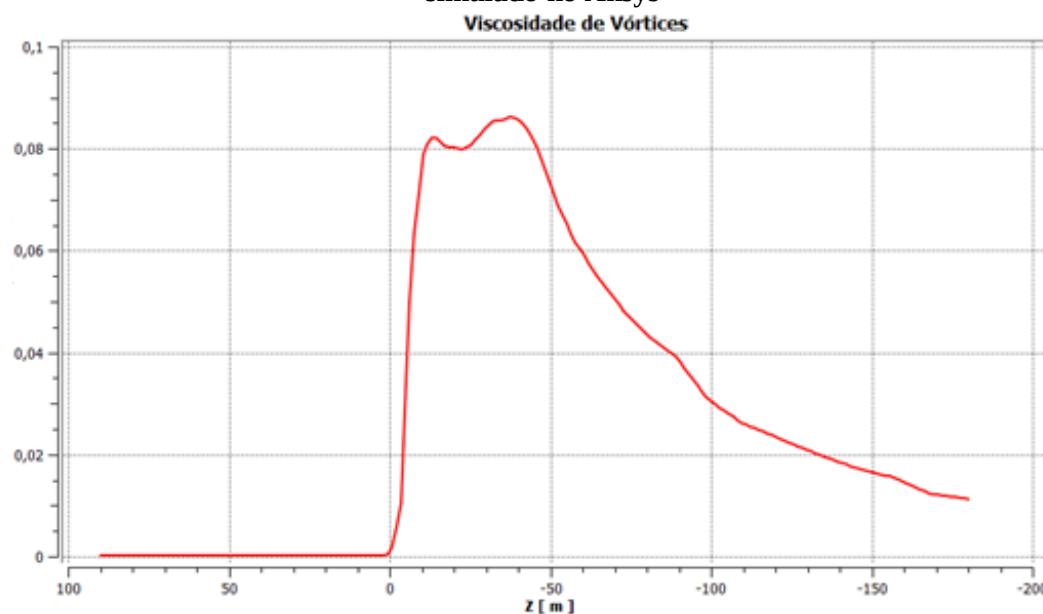
5.3 FORMAÇÃO DA ESTEIRA

Uma questão que pode ser analisada é a formação do efeito esteira após a interação com a máquina. De acordo com as figuras 62 e 63 apresentadas abaixo, é possível perceber que a esta região ficaria a uma distância equivalente de algo em torno de 150m. Isso é fácil de reparar, pois a essa distância, tanto a viscosidade dos vórtices quanto a energia cinética turbulenta já estão se dissipando e, portanto, pode-se entender que o regime de vento está se reestabelecendo.

Segundo a IEC (*International Electrotechnical Commission*) 61400-12-1, uma distância razoável para a minimização do efeito esteira é de 2 a 4D, sendo uma distância de 2,5D a mais utilizada (onde D é o diâmetro da turbina). Para a nossa simulação esta distância, ficaria próximos de duas vezes o diâmetro da turbina (2D), o que é coerente com a norma. As figuras abaixo, representam estas situações para a modelagem de Phelps e Singleton (2012).

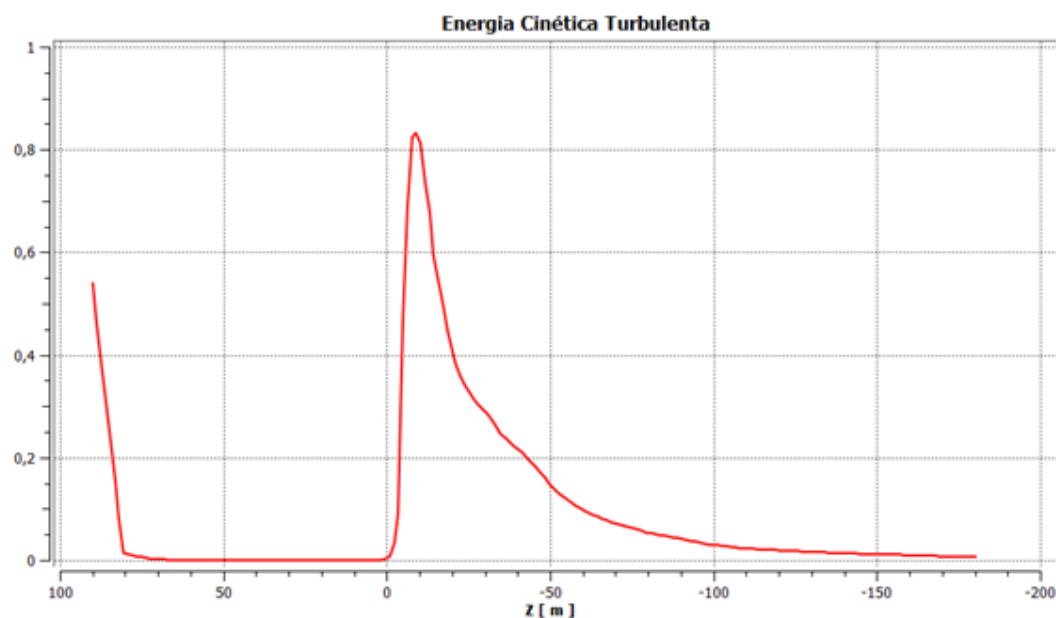
Contudo, esta não é a melhor opção para realizar o estudo do efeito esteira. Para uma melhor representação, o ideal seria utilizar a análise *two-way* (seção 3.4.2.2) pois a partir dela, os resultados do efeito do rotor sobre o fluxo de ar seriam analisados e obtidos implicando em uma melhor reprodução do efeito esteira, diferentemente da análise unidirecional (1D) realizada. Além de um maior custo computacional, neste caso, isso não era o principal objetivo do trabalho e, desta forma, este tipo de simulação não foi abordado.

Figura 62 - Distribuição da viscosidade dos vórtices do efeito esteira ao longo da turbina simulado no Ansys



Fonte: Autor

Figura 63 - Distribuição da energia cinética turbulenta do efeito esteira ao longo da turbina simulado no Ansys

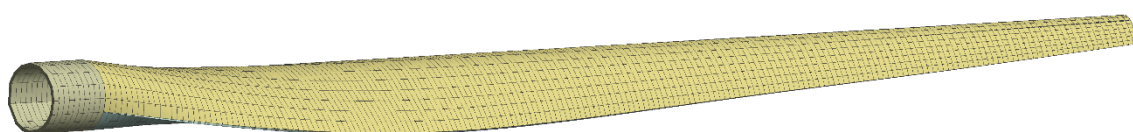


Fonte: Autor

5.4 ANÁLISE MODAL

Para a análise modal, é necessário gerar uma malha apenas na pá, pois optou-se por utilizar o acoplamento 1 via. Assim, a partir da interação do fluxo de ar com a estrutura, já não se deve se preocupar com o fluido de ar, mas sim com a estrutura, pois o subdomínio que nos interessa é a parte de vibração e estrutural. Deste modo, um novo tipo de malha deve ser gerado e é mostrado na figura 64.

Figura 64 - Geração da malha estrutural



Fonte: Autor

As quatro primeiras frequências *flapwise* de cada caso foram estudadas e estão apresentadas na tabela 10. Como já dito, a minimização da vibração é a melhor maneira de obter um projeto ideal da estrutura da pá, e é interessante para o projeto que as primeiras frequências naturais distem umas das outras em $\pm 5\%$ (VASJALIYA, 2013). Esse requisito foi satisfeito para todos os casos testados.

Tabela 10 - Frequências naturais de vibrações para cada caso

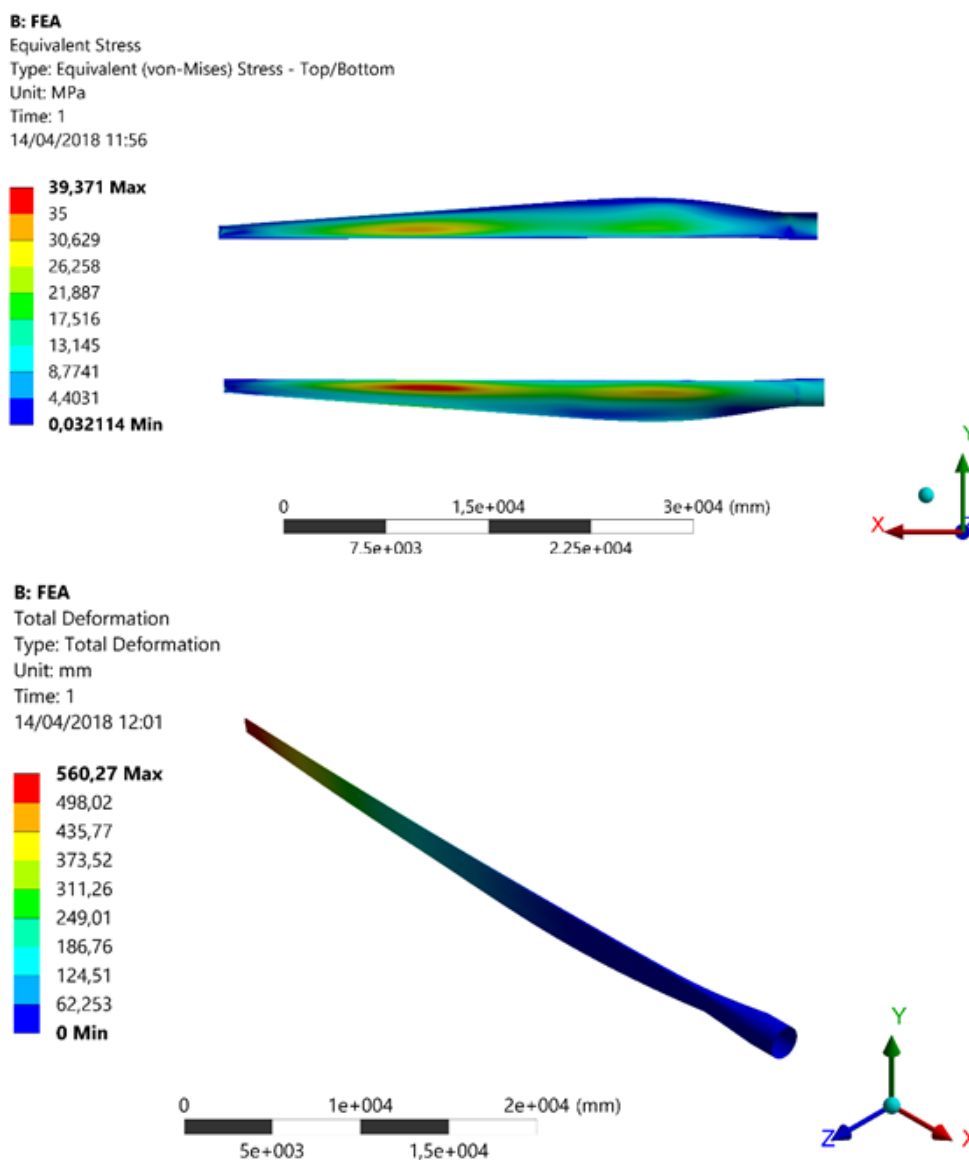
<i>Modelos</i> / <i>Freq. Naturais de vibração (Hz)</i>	1°	2°	3°	4°
Phelps e Singleton (2012)	1,59	3,24	4,47	7,95
Betz	0,97	2,13	4,22	6,68
Schmitz sem F	1,07	2,23	4,94	8,30
Schmitz com F	1,08	1,91	3,97	6,82

Fonte: Autor

5.5 ANÁLISE DE TENSÕES

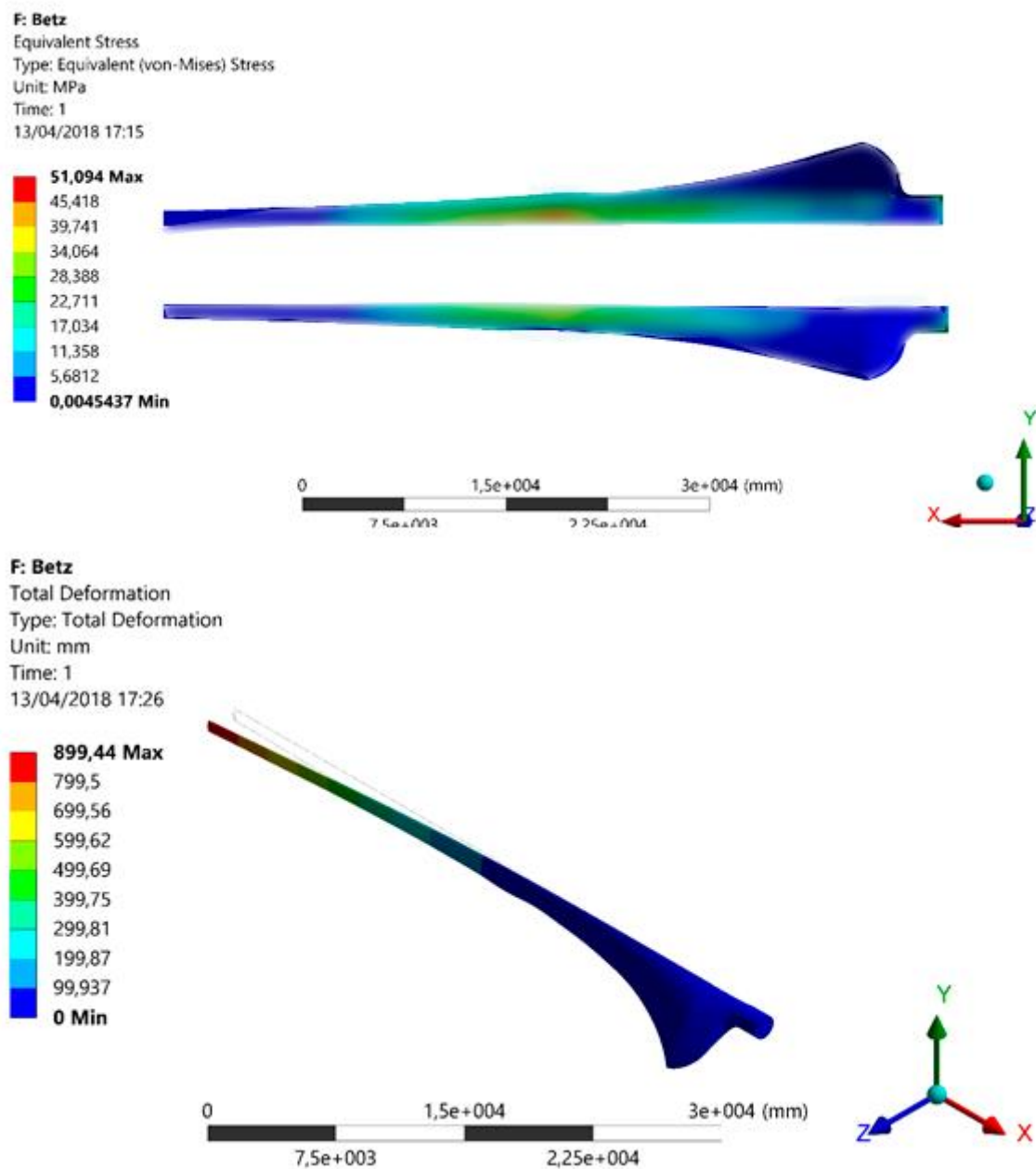
Baseado no modelo *One-way* FSI, as distribuições de tensão e deformação ao longo dos quatro casos foram examinadas. Todos os casos são apresentados das figuras 65-68, sob a mesma condição de vento. Como pode ser visto, as raízes das pás sempre estão submetidas a carregamentos destacados, como era de se esperar, por ser um ponto crítico. Contudo, como mostrados nas figuras, podem haver outras regiões que estejam submetidas a tensões tão grandes ou maiores que as da raiz.

Figura 65 - Distribuição de tensão e deformação para o modelo de Phelps e Singleton (2012)



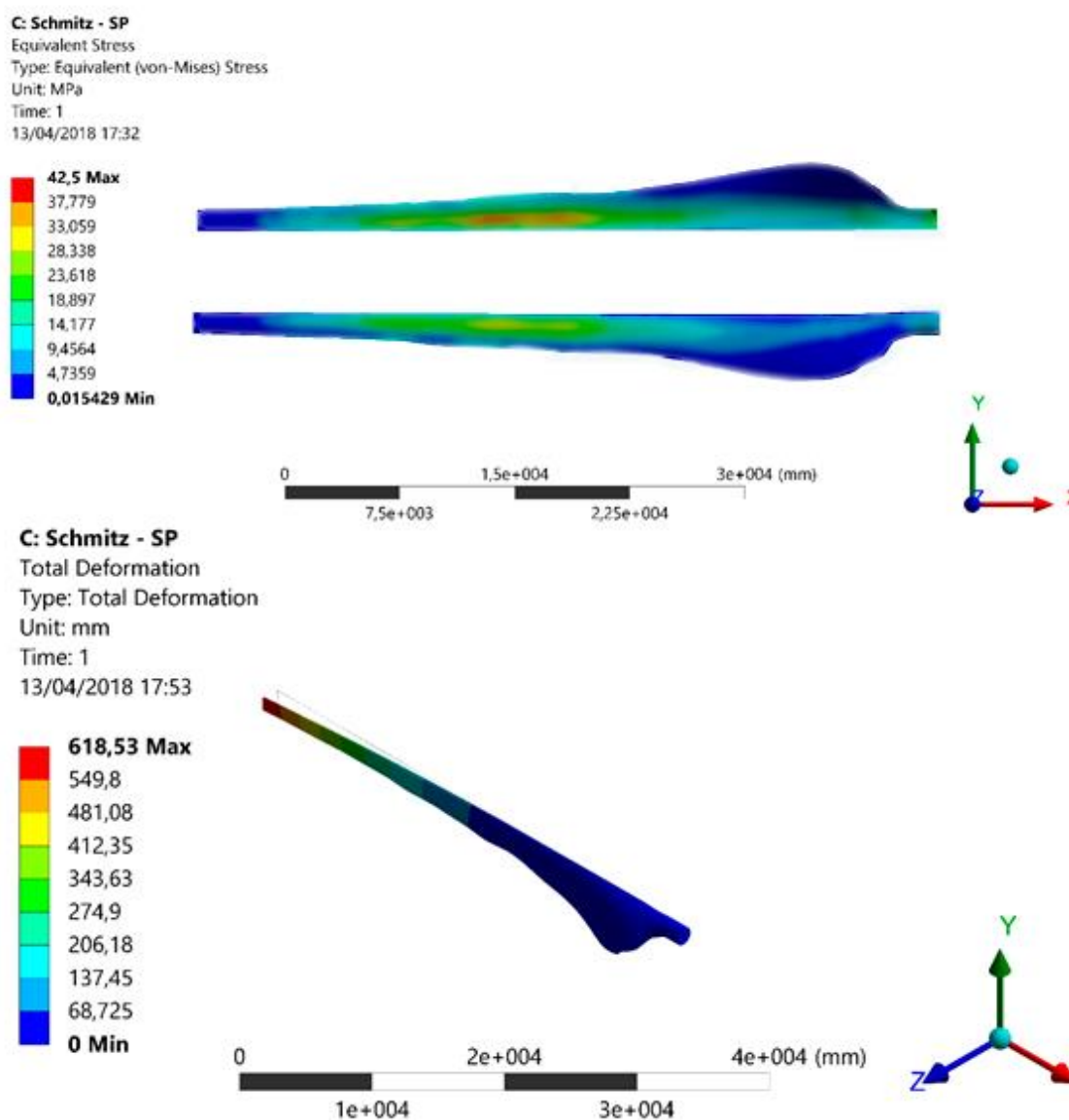
Fonte: Autor

Figura 66 - Distribuição de tensão e deformação para o modelo de Betz



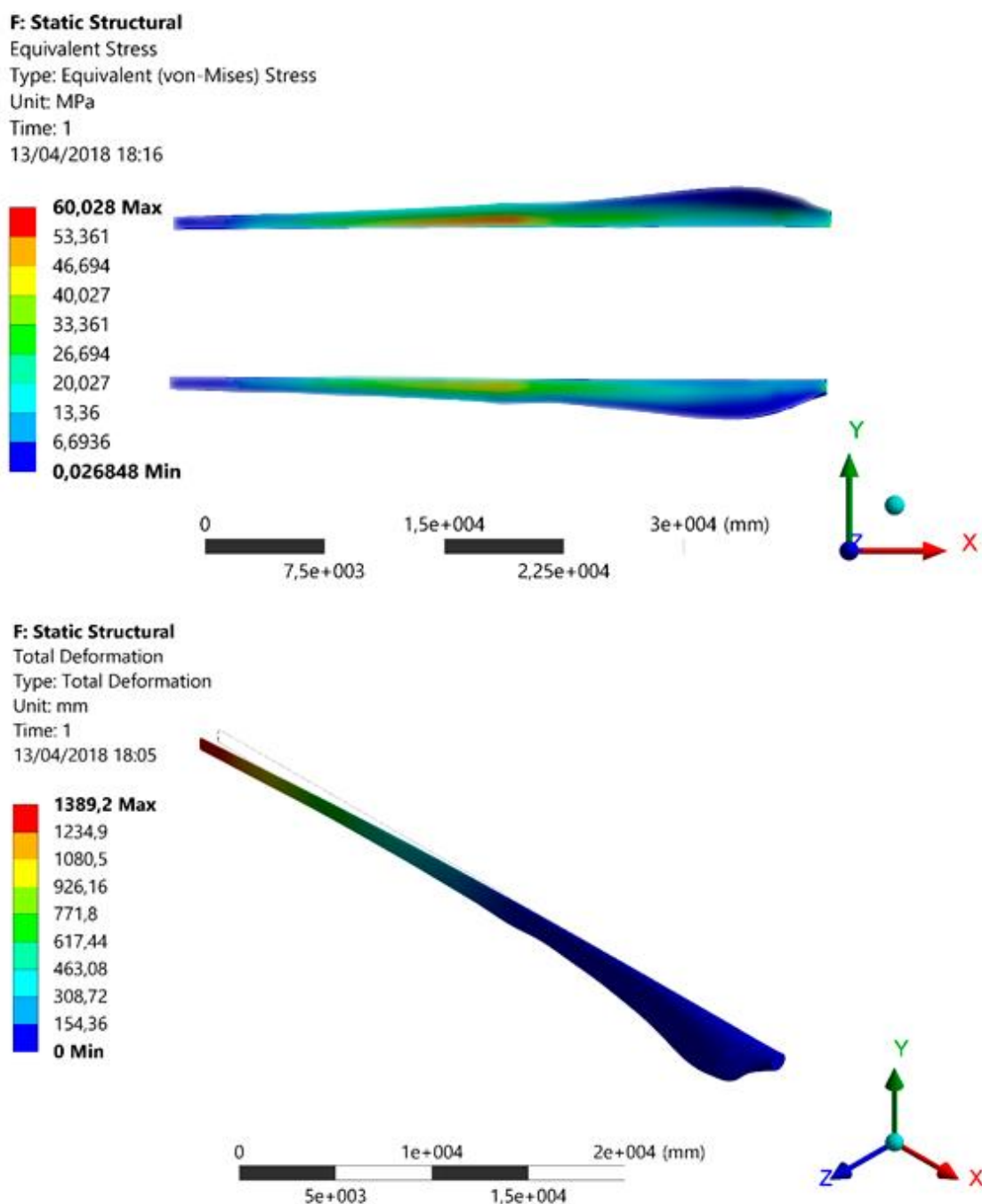
Fonte: Autor

Figura 67 - Distribuição de tensão e deformação para o modelo de Schmitz sem F



Fonte: Autor

Figura 68 - Distribuição de tensão e deformação para o modelo de Schmitz com F



Fonte: Autor

Percebe-se que os deslocamentos nas extremidades das pás podem chegar até quase 1,4m. Apesar de representar uma pequena parcela comparada ao comprimento total da pá de 41,25m, estes deslocamentos podem sim impactar no escoamento do ar e, principalmente, na formação da esteira. Como mencionado anteriormente, o ideal nesse

tipo de situação é utilizar a acoplagem *two-way*, pois ela é capaz de representar de uma melhor forma o modelo físico real.

De acordo com Wang *et al.* (2016), as tensões máximas de resistência à tração e compressão do compósito triaxial (bastante utilizado em turbinas eólicas) é algo em torno de 200 Mpa, o que significa que em todos os casos não haveria falha. Aliás, é provável que os projetos estejam superdimensionados, o que faz com que haja possibilidade de reduzir seus pesos, até um certo limite aceitável de tensões.

5.6 PESO ESTRUTURAL

Os pesos das estruturas são dados em função de suas áreas superficiais e de suas composições internas através das longarinas (*spar*) e espessura dos perfis (*shell thickness*). O próprio software nos fornece estas informações que é sintetizada na tabela abaixo:

Tabela 11 - Pesos das pás nos quatro estudos de casos

Modelo	Peso da estrutura (kg)
Phelps (2012)	16926,8
Betz	36287,5
Schmitz com F	11378,9
Schmitz sem F	20892,1

Fonte: Autor

Reparou-se que o modelo de Schmitz considerando o fator de perda de Prandtl apresentou o menor peso de todos os casos. Contudo, de acordo com as figuras 60 e 61, este modelo também é o que apresenta ter o menor C_p . Isso quer dizer que, ela seria atrativa, do ponto de vista financeiro, para um curto período de tempo, o que não retrata fielmente a realidade de uma turbina que pode operar por cerca de 25 anos.

Tudo isso nos remete aos três casos restantes, indicando que a pá do modelo de Phelps e Singleton (2012) seja o melhor cenário, sob o aspecto do peso. Analisando de

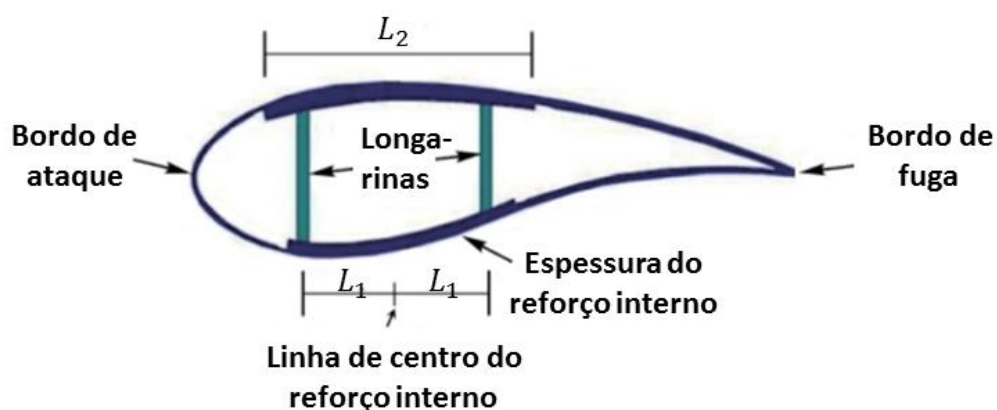
forma similar através do coeficiente de potência, vemos que no ponto de TSR ideal, os modelos de Betz e Schmitz sem F apresentam um pouco mais de potência. Para ventos com um fator de forma de Weibull alto, isto é, que apresentem pouca variância em função da média, seria fantástico. Isso pode ser entendido que, no longo prazo, apesar destas duas apresentarem um maior peso (e um maior custo inicial), elas poderiam ser economicamente rentáveis. De forma lógica, este ponto seria atendido mais rapidamente do modelo de pá de Schmitz, pois é a mais leve.

Desta forma, uma otimização do modelo de pá de Schmitz será realizada a fim de diminuir o seu peso, em função das longarinas. A ideia é que com a redução do peso, o *payback* deste tipo de máquina seja atingido de forma mais ágil.

5.6.1 Otimização do Peso estrutural

Como se sabe, a pá é composta de uma superfície externa e de longarinas internas, figura 69. De acordo com Lachance-Barret e Corona (2014), a espessura da pá decai linearmente da raiz até a ponta da mesma. Uma aproximação razoável é plotar uma reta descendente que aborde os pontos de 0,1 m na raiz até 0,005 m na ponta. A longarina tem um comportamento de espessura semelhante com 0,1 m no seu ponto mais próximo da raiz e 0,03 m na ponta. Ainda segundo Lachance-Barret e Corona (2014), essas espessuras são realmente muito próximas das encontradas em uma turbina real e, por isso, estes foram os valores iniciais para a tentativa de otimização do peso.

Figura 69 - Corte transversal de uma pá e seus componentes



Fonte: Adaptado de Zhu, Cai e Gu (2016)

Tabela 12 - Distribuição inicial das espessuras do perfil e das longarinas

Posição (m)	Espessura (superfície) (m)
0	0,1
42.75	0,005
Posição (m)	Espessura (longarina) (m)
0	0,1
42.75	0,03

Fonte: Autor

A metodologia para a diminuição do peso/espessura é mostrada na figura 70. Ela é bem similar a disposta na figura 21, mas possui a diferença de um processo iterativo, para satisfazer o coeficiente de segurança (C.S.) de 2,204, como recomenda Wang *et al* (2016). Depois de rodar alguns casos, obteve-se uma função de primeiro grau mais amena para as pás e que obedecesse às limitações propostas. O resultado é apresentado na figura 71.

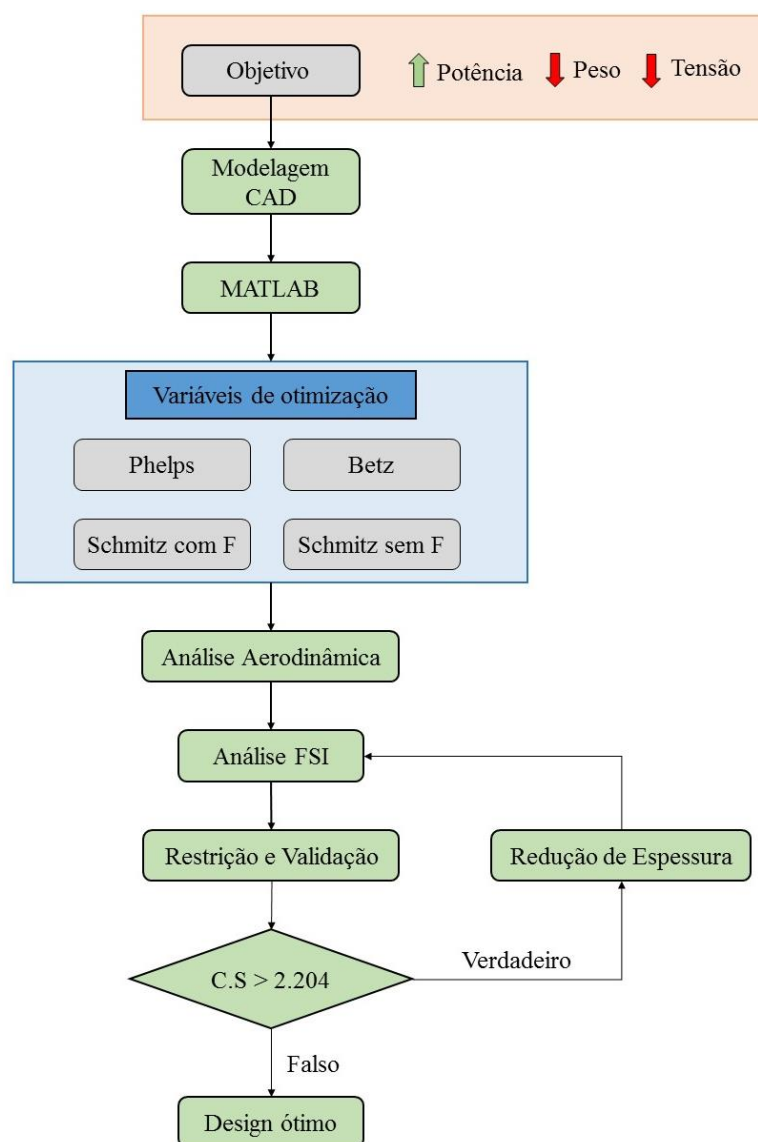
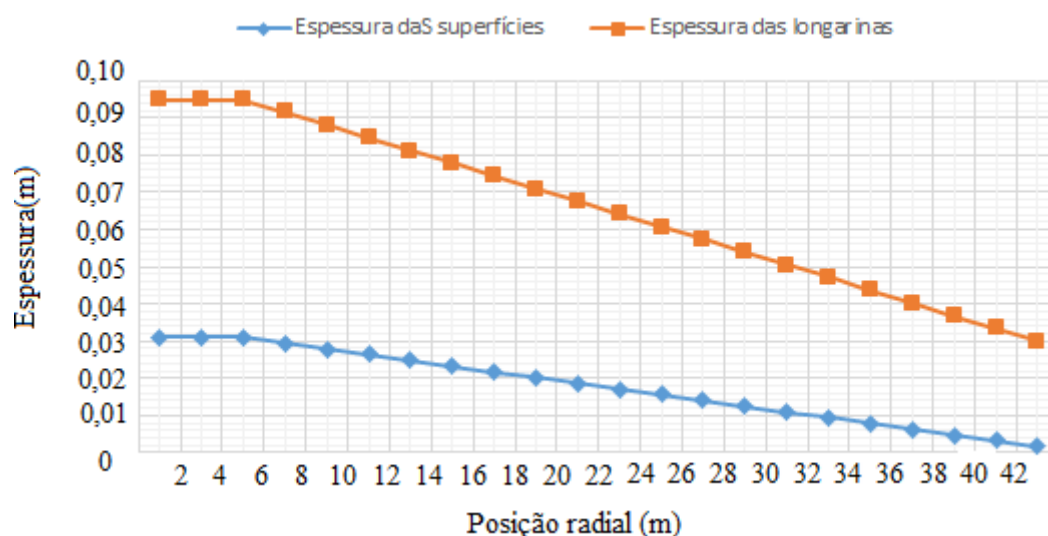
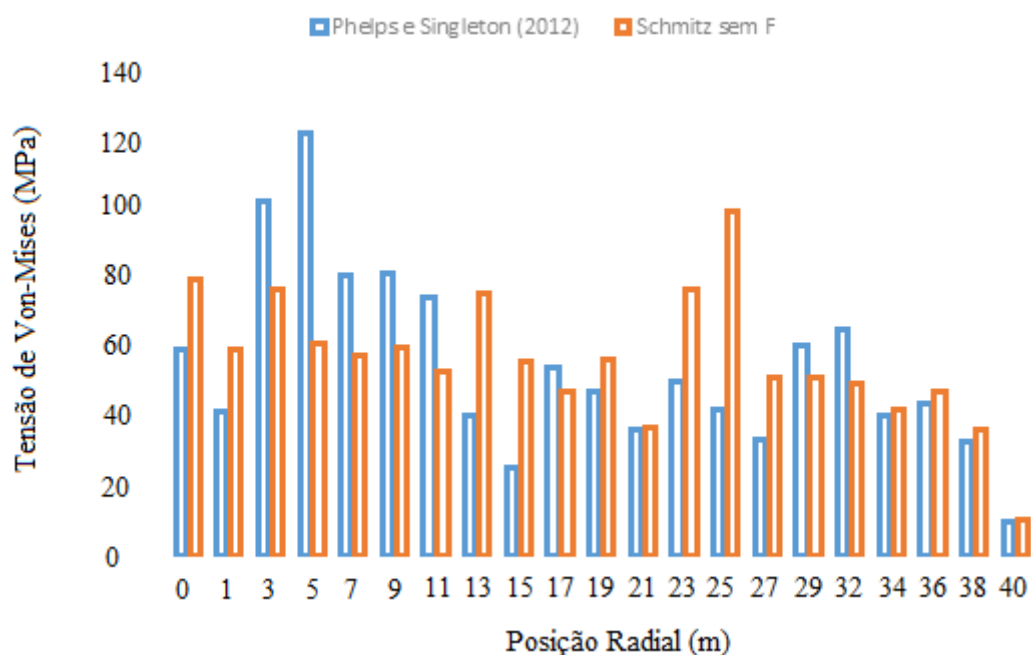
Figura 70 - Nova metodologia para a redução de peso da pá**Fonte: Autor**

Figura 71 - Distribuição das espessuras**Fonte: Autor**

A figura 71 mostra a disposição das espessuras das superfícies das pás e das longarinas das mesmas. É facilmente notável que a inclinação da reta, referente as longarinas, é muito mais acentuada que a referente as superfícies. Isso se deve ao fato de que as longarinas influenciam muito menos no peso da pá dos que as espessuras dos perfis, e, portanto, podem sofrerem uma maior variação. Por outro lado, as espessuras dos perfis sofrem de uma menor taxa de variação, ou seja, não há muita diferença entre dois perfis consecutivos. Do ponto de vista da fabricação, isso é um ponto positivo pois estabeleceria um método padrão de produção.

Já no que diz respeito ao estado de tensões, a situação é diferente, pois as espessuras dos perfis e das longarinas representam fatores impactantes nesta distribuição. A figura 72 apresenta os resultados.

Figura 72 - Comparação da tensão de Von-Mises

Fonte: Autor

Sob a mesma condição de vento, a tensão máxima de Phelps e Singleton (2012) foi de 123.98 Mpa, enquanto a de Schmitz fora de 101.04 MpA. De acordo com Wang *et al* (2016), o coeficiente de segurança para os materiais compósitos utilizados nas pás é em torno de 2.204 e, estes materiais, em geral, apresentam tensões máximas admissíveis na ordem de 200 a 300 Mpa. Isso significa dizer que as tensões alcançadas pelas pás em estudo estão nos limites das tensões admissíveis e, portanto, não caberia refiná-la mais.

Os resultados das novas massas alcançadas, para as pás de Phelps e Singleton (2012) e Schmitz sem F foram de 8958.76 kg e 10181.44 kg, respectivamente. O modelo de Phelps ainda continua sendo mais leve, mas a diferença entre os dois casos, quando comparados aos da tabela 11, foi reduzida, ensejando, num melhor cenário de retorno financeiro. Contudo, essas reduções dos pesos impactam diretamente nas frequências naturais de vibração e, portanto, novas simulações deveriam ser feitas sob esta ótica. No entanto, para este trabalho, elas não serão contempladas, pois a metodologia das simulações já foi mostrada.

Finalmente, essa grande queda no peso da pá se dá pelo baixo carregamentos que elas eram submetidas antes. Assim, pode-se tirar boa parte de material, deixando-as mais

leve. Obviamente, nem sempre isso irá acontecer. Isso só foi um estudo de caso, para a implementação de uma metodologia. Caso, as tensões alcançadas já estejam no limite, poderá mantê-las da forma que estão ou até mesmo, aumentarem o seu peso devido a aplicação de esforços internos.

6 CONCLUSÃO

A utilização de fontes de energias renováveis visando gerar uma energia limpa e barata continuará a ser uma das principais metas a serem alcançadas pelas principais nações. O aumento do uso de energia proveniente do vento já é uma realidade e continuará crescendo nos próximos anos. Este trabalho visou contemplar a metodologia de projeto e otimização em rotores de turbinas eólicas, passando desde a escolha dos perfis até a análise estrutural, mostrando etapa por etapa deste processo.

Foram encontrados resultados satisfatórios para os perfis aerodinâmicos, através da análise XFOIL, via QBlade. Comparando com os resultados disponíveis na literatura, um erro máximo de 9,64% foi obtido e, portanto, validado o modelo. Junta-se a isso, também, a análise do descolamento da camada limite dos perfis através da ferramenta de CFD.

O algoritmo foi capaz de encontrar novas formas de aerogeradores otimizados para as condições de vento proposta. Assim, foi possível conceber três novos formatos de pás, além do projeto-base, representando um total de quatro estudos de casos. Dentre eles, pode-se obter, através dos modelos de Betz e Schmitz, um ganho de potência de 1,69% e 1,81%, respectivamente. Isso faz sentido, haja vista que a tendência cada vez maior das pás é possuir uma robustez maior na raiz, onde a produção é mínima e, uma maior leveza em suas pontas, onde a produção é máxima.

O estudo mostrou, através da análise modal, que as frequências naturais obedecem aos requisitos necessários. O tipo de material necessário também foi satisfatório pois o campo de tensão ao longo da pá não excedeu o limite de escoamento do material.

O processo de redução do peso estrutural também foi bem-sucedido. Era esperado que com ele, as tensões aumentassem, mas com a redução do peso, o investimento inicial também seria menor. Assim, conseguiu-se uma redução por volta de 50% do peso, e mesmo assim, as tensões não ultrapassaram o coeficiente de segurança estabelecido.

Entre todas, a pá definida por Schmitz, de uma maneira geral, foi o caso mais próspero, pois apesar de ainda ser mais pesada que o projeto-base, essa diferença foi diminuída, enquanto sua produção de potência é superior em 1,81%. Isso quer dizer, que no longo prazo, este tipo de máquina seria rentável que a do projeto-base.

7 SUGESTÕES DE TRABALHOS FUTUROS

- Criação de uma biblioteca de dados, através do Matlab, de vários perfis disponíveis na literatura para a formação de novas pás;
- Realização de ensaios e testes em materiais compósitos que possa simular, de forma mais fiel, um rotor de turbina eólica;
- Realização de experimentos em túneis de vento que simule, numa escala reduzida, as pás propostas;
- Estudo de implementação de tecnologias como, as *winglets*, nos projetos de simulações, a fim de estabelecer comparações com os desenvolvidos neste trabalho;
- Abordagem de novos regimes e características de ventos de outras regiões;
- Realização de uma simulação *two-way* (2 vias) para um melhor entendimento da formação da esteira numa turbina eólica;
- Execução de uma análise dinâmica;
- Simulação completa de uma turbina eólica, que envolva todas as suas partes, como as torres, nacelle, cubo, além do efeito de outras turbinas em um parque eólico.

REFERÊNCIAS

ADARAMOLA, Muiyiwa (Ed.). **Wind turbine technology: Principles and design**. CRC Press, 2014.

Agência Brasileira de Desenvolvimento Industrial – ABDI. **MAPEAMENTO DA CADEIA PRODUTIVA DA INDÚSTRIA EÓLICA NO BRASIL**. 2014. Disponível em: <[http://www.abdi.com.br/Estudo_Backup/Mapemanto da cadeia produtiva da industria eolica no Brasill.pdf](http://www.abdi.com.br/Estudo_Backup/Mapemanto_da_cadeia_produtiva_da_industria_eolica_no_Brasil.pdf)> Acesso em 17 ago 2017.

AHLSTRÖM, A. **Aeroelastic Simulation of Wind Turbine Dynamics**. PhD Thesis, Royal Institute of Technology, Stockholm. 2005.

ALVAREZ, Frederico Steinmetz. **Desenvolvimento de um sistema computacional para gerenciamento e análise de dados eólicos**. 2013.

American Wind Energy Association, AWEA. **US wind generation reached 5.5% of the grid in 2016: 5 Heartland states now more than 20% wind-powered**, 2017. Disponível em: < <https://www.awea.org/MediaCenter/pressrelease.aspx?ItemNumber=9999> >. Acesso em 03 fev 2018.

ANDERSON JR, John D. **Fundamentos de Engenharia Aeronáutica**. AMGH Editora, 2015.

ANDRADE, L. I. D. **Sistemas de microgeração a partir de aerogerador de pequeno porte e de bombeamento de água para irrigação em uma localidade do Semiárido pernambucano**. Trabalho de Conclusão de Curso. Universidade Federal de Pernambuco, 2018.

ANDRADE, L. I. D.; FERNANDES, E. C. R.; SILVA, A. A. C.; ARAÚJO, A. M.; BEZERRA, C. C. A.; ROCHA, G. J. A. M.; BORGES, W. F. A.; OLIVEIRA FILHO, O. D. Q.; FERNANDES, E. J.; RIBEIRO, D. G. **Analysis of Weibull parameters for wind power generation**. In: International Congress of Mechanical Engineering, 2017, Curitiba. *Anais...* Paraná, 2017, 9p.

ÂNGELO, H.; CARROLO, J.; BEIRA, R. **Introdução ao Solidworks**. Lisboa, 2002.

ANJURI, E. V. (2012). **Comparision of Experimental results with CFD for NREL phase vi rotor with tip plate**. International journal of Renewable Energy Research.

ANSYS CFX. (1970). Retrieved 2013, from ANSYS product.

ANSYS Workbench 14.0- user guide.

AUBRUN, S., LOYER, S., HANCOCK, P. E., & HAYDEN, P. (2013). **Wind turbine wake properties: Comparison between a non-rotating simplified wind turbine model and a rotating model**. Journal of Wind Engineering and Industrial Aerodynamics, 120, 1-8.

BARRET – LACHANCE, Sebastien.; CORONA, Edwin. **Wind Tubine Blade FSI (Part 2)**, 2014. Disponível em:

<<https://confluence.cornell.edu/pages/viewpage.action?pageId=262013005>>. Acesso em: 15 de fev. 2017.

BENJANIRAT, Sarun.; SANKAR, Lakshmi N.; XU, Guanpeng. **Evaluation of turbulence models for the prediction of wind turbine aerodynamics**. In: ASME 2003 Wind Energy Symposium. American Society of Mechanical Engineers, 2003. p. 73-83.

BIANCHI, Fernando D.; MANTZ, Ricardo J.; DE BATTISTA, Hernán. **The wind and wind turbines**. Springer London, 2007.

BOLINGER, Mark. 2011 **Wind Technologies Market Report**. 2012.

BORDIN, Franciele Stail. **Análise do efeito da interação fluido-estrutura nas forças fluidodinâmicas em um elemento de pá flexível 3D**. 2014.

BORGES, W. F. A.; **Técnica preditiva aplicada na manutenção de turbinas eólicas: análise de vibrações**. Teresina, Piauí. 2016.

CAI, X., PAN, P., ZHU, J., & GU, R. (2013). **The analysis of the aerodynamic character and structural response of large-scale wind turbine blades**. Energies, 6(7), 3134-3148.

CARLSSON, PER WARN, AKE NYLINDER, KARE LJUNG, GORAN MARSTROM. **Suitability of carbon fiber reinforced plastic, cfrp, versus glass fiber reinforced plastic, gfrp, in wind turbine blades a total cost analysis.** Technical report, University of Kalmar, 2009.

CASÁS, V. D.; PEÑA, F. L.; LAMAS, A.; DURO, R. J. **An Evolutionary Environment for Wind Turbine Blade Design.** Springer Berlin Heidelberg, v. 3512, p. 1188–1196, 2005.

CASTRO, Rui MG; RENOVÁVEIS, Energias; DESCENTRALIZADA, Produção. **Introdução à energia eólica.** Energias Renováveis e Produção Descentralizada, 2007.

ÇENGEL, Yunus A.; CIMBALA, John M. **Mecânica dos fluidos-3.** AMGH Editora, 2015.

CHEHOURI, Adam. Younes, R., Ilinca, A., & Perron, J. **Review of performance optimization techniques applied to wind turbines.** Applied Energy, v. 142, p. 361-388, 2015.

CHEN, Xiao-bo; LI, Jing; CHEN, Jian-yun. **Wind-induced response analysis of a wind turbine tower including the blade-tower coupling effect.** Journal of Zhejiang University-Science A, v. 10, n. 11, p. 1573-1580, 2009.

CLIMATE Data Guide. **NASA MERRA**, 2018. Disponível em: <<https://climatedataguide.ucar.edu/climate-data/nasa-merra>>. Acesso em: 03 Feb 2018.

ELENI, DOUVI C., TSAVALOS I. ATHANASIOS, AND MARGARIS P. DIONISSIOS. **Evaluation of the turbulence models for the simulation of the flow over a National Advisory Committee for Aeronautics (NACA) 0012 airfoil.** Journal of Mechanical Engineering Research 4.3 (2012): 100-111.

ENGINEERING SIMULATION SCIENTIFIC SOFTWARE – ESSS. **Introdução à mecânica dos fluidos computacional.** Santa Caratina, S/A.

ESFAHANIAN, V., POUR, A. S., HARSINI, I., HAGHANI, A., PASANDEH, R., SHAHBAZI, A., & AHMADI, G. (2013). **Numerical analysis of flow field around NREL Phase II wind turbine by a hybrid CFD/BEM method**. Journal of Wind Engineering and Industrial Aerodynamics, 120, 29-36.

European Agency for Safety and Health at Work, **Lista de Controlo de identificação dos riscos: Saúde e Segurança do trabalho (SST) no setor da Energia Eólica**. União Europeia: 2013.

EWEA (Associação Europeia de Energia Eólica), **Wind in power, European statistics**. União Europeia: 2012.

EXAME. **Novas fontes de crescimento na energia renovável**. Exame, 2017. Disponível em: <https://exame.abril.com.br/revista-exame/novas-frentes-de-crescimento-na-energia-renovavel>. Acesso em 18 dez 2018.

FEDOROV, V. A., DIMITROV, N., BERGGREEN, C., KRENK, S., BRANNER, K., BERRING, P. **Investigation of structural behavior due to bend-twist couplings in wind turbine blades**. In: Proceedings of the 17th International Conference of Composite Materials (ICCM), Edinburgh, UK. 2009.

FERNANDES, E. C. R.; SILVA, A. A. C.; SANTOS, C. L.; ARAÚJO, A. M.; BEZERRA, C. C. A.; MENEZES, E. J. N.; ROCHA, G. J. A. M.; RODRIGUES, V. F. S.; BORGES, W. F. A. **An assessment of different turbulence models on a CFD simulation of air flow past a S814 airfoil**. In: International Congress of Mechanical Engineering, 2017, Curitiba. *Anais...* Paraná, 2017, 9p.

FERNANDES, M. P. G.; ROCHA, P. A. C.; CARNEIRO, F. O. M. **Avaliação de resultados de simulação numérica de escoamento sobre o perfil NACA 2410 utilizando o openfoam com diferentes modelos de turbulência**. In: Congresso Nacional de Engenharia Mecânica, 2010, Campina Grande. *Anais...* Campina Grande, 2010, 9p.

FILIPPE, D. B. L. LOBATO, E. M.; QUINTAN, V. C.; **Energia Eólica: análise sobre o potencial eólico brasileiro**. Rio de Janeiro: Projeto de Universidade Petrobras e IF Fluminense, 2010.

FOX, Robert W.; PRITCHARD, Philip J.; MCDONALD, Alan T. **Introdução À Mecânica Dos Fluidos**. Grupo Gen-LTC, 2000.

G1, Fabricantes de pás eólicas celebram crescimento em meio à crise. G1, 2016. Disponível em: < <http://g1.globo.com/sao-paulo/sorocaba-jundiai/noticia/2016/02/fabricantes-de-pas-eolicas-celebram-crescimento-em-meio-crise.html>>. Acesso em 17 ago 2017.

GALDAMEZ, Rinaldo Gonzalez; FERGUSON, D. M.; GUTIERREZ, J. R. **Winglet Design and Analysis for Wind Turbine Rotor Blades 100%** Report. 2011.

GE Energy. **1,5MW Wind Turbine**. 2009, 12p. Disponível em: < <https://www.gerenewableenergy.com/wind-energy/turbines>>. Acesso em: 24 ago 2017.

GOMEZ-IRADI, S.; STEIJL, R.; BARAKOS, G. N. **Development and Validation of a CFD Technique for the Aerodynamic Analysis of HAWT**. Journal of Solar Energy Engineering, v. 131, n. 3, p. 031009, 2009.

GÓMEZ, A.H.. **Computational Fluid Dynamics study of 2D vertical axis turbines for application to wind and tidal energy production**. Trabalho de Conclusão de Curso. Universitat Politècnica de Catalunya, 2014.

GONÇALVES, A., R.; PEREIRA, E., B.; MARTINS, F., R. **Previsão de curto prazo da geração eólico-elétrica para o nordeste brasileiro por redes neurais artificiais**, 2010. *Anais de Congresso*.

GUNDTOLT, SØREN. **Wind Turbine**. Dinamarca: University College of Aarhus, 2009. v. 2. Reimpressão.

GLOBAL WIND ENERGY COUNCIL, GWEC. **Global Wind Report 2016 – Annual market update**. Disponível em: < <http://gwec.net/publications/global-wind-report-2/global-wind-report-2016/>>. Acesso em 28 mar 2018.

HANSEN, Martin OL. **Aerodynamics of wind turbines**. Routledge, 2015.

HOU, G.; WANG, J.; LAYTON, A. **Numerical methods for fluid-structure interaction—a review**. Communications in Computational Physics, v. 12, n. 2, p. 337-377, 2012.

HU, D.; DU, Z. **Near wake of a model horizontal-axis wind turbine**. Journal of Hydrodynamics, Ser. B, v. 21, n. 2, p. 285-291, 20.

IEC. **IEC 61400-12-1 – Wind Turbine** – Part 12-1: Power performance measurements of electricity producing wind turbines. 1st edition. Geneva, 2005B.

JANISZEWSKA, J. M.; RAMSAY, R. R.; HOFFMANN, M. J.; GREGOREK, G. M. 1996. **Effects of Grit Roughness and Pitch Oscillations on the S814 Airfoil**. Golden Colorado: National Renewable Energy Laboratory.

JUSTUS, C. G.; HARGRAVES, W. R.; YALCIN, A. **Nationwide Assesment of Potential Output from Wind Powered Generators**. Journal of Applied Meteorology and Climatology, v. 15, p. 673-678, 1976.

JOHNSON, G. L. **Wind Energy Systems**. Electronic. ed. Manhattan: [s.n.], 2001.

JORNAL DO COMERCIO. **Fábrica das Pás eólicas é inaugurada em Suape**. Jornal do comercio, 2013. Disponível em: <<http://jconline.ne10.uol.com.br/canal/economia/peernambuco/noticia/2013/10/15/fabrica-de-pas-eolicas-e-inaugurada-em-suape-101405.php>>. Acesso em 17 ago 2017.

KARLSEN, John Amund. **Performance calculations for a model turbine**. 2009. Dissertação de Mestrado. Institutt for energi-og prosessteknikk.

LEMO, Daniel F. A. **Análise de Projeto de Turbina Eólica de Grande Porte para as Condições Climáticas da Região Nordeste do Brasil**. Dissertação de mestrado, Universidade Federal de Pernambuco, Recife, 2005.

LETCHER, T. (2010). **Small Scale Wind Turbine Optimized for Low Wwind Speeds**. OH.

LYSEN, H. **Introduction to wind energy**. Consultancy Services. Wind Energy, Developing Countries (CWD), p. 82-1, 1983.

MANWELL, James F.; MCGOWAN, Jon G.; ROGERS, Anthony L. **Wind energy explained: theory, design and application**. John Wiley & Sons, 2010.

MARTEN, David; WENDLER, Juliane. QBlade Guidelines. **Ver. 0.6, Technical University of (TU Berlin), Berlin, Germany**, 2013.

MATHEW, Sathyajith. **Wind energy: fundamentals, resource analysis and economics**. Heidelberg: Springer, 2006.

MELO, G. G. M.; OLIVEIRA, L. A.; ARAÚJO, A. M.; ASIBOR, A. I.; DE MEDEIROS, A. L. R.; DE OLIVEIRA FILHO, O. D. Q.; ESPÍNDOLA, R. L.; MACHADO, H. C. M.; JAOUEN, P.; NOGUERRA, R. E. **Application of good CFD simulation practices to s814 airfoil profile**. In: International Congress of Mechanical Engineering, 22, 2013, Ribeirão Preto. Anais... Ribeirão Preto, 2013, p 3980 – 3989.

MÉNDEZ, J; GREINER, D. **Wind blade chord and twist angle optimization by using genetic algorithms**. In: Proceedings of the Fifth International Conference on Engineering Computational Technology, B. Topping, G. Montero, and R. Montenegro, eds., Civil-Comp Press, Las Palmas de Gran Canaria, Spain, Sept. 2006. p. 12-15.

MENTER, Florian R.; KUNTZ, Martin; LANGTRY, Robin. **Ten years of industrial experience with the SST turbulence model**. Turbulence, heat and mass transfer, v. 4, n. 1, p. 625-632, 2003.

MORIARTY, Patrick J.; HANSEN, A. Craig. **AeroDyn theory manual**. National Renewable Energy Lab., Golden, CO (US), 2005.

NATIONAL RENEWABLE ENERGY LABORATORY. NREL. **NREL Wind Turbine Airfoil Data** Disponível em: < <http://wind.nrel.gov/airfoils/Coefficients/>>. Acesso em 27 ago 2017.

NORLIN, Jonas; JÄRPNER, C. **Fluid Structure Interaction on Wind Turbine Blades**. Tese de Mestrado. Master's Thesis in Solid and Structural Mechanics and Fluid Dynamics. 2012.

OLIVEIRA FILHO, O. D. Q. **Desenvolvimento de uma metodologia para seleção de áreas de ensaios e testes de aerogeradores**. Tese (Doutorado em Engenharia Mecânica) –Universidade Federal de Pernambuco. Recife, p. 210, 2017. Disponível em: <<https://www.ufpe.br/mecfluamb/producoes>>. Acesso em: 20 de fevereiro de 2018.

OLIVEIRA, Lucas Amaro de. **Otimização aero-estrutural de rotores de turbinas eólicas para regime de vento específico do local**. 2014. Dissertação de Mestrado. Universidade Federal de Pernambuco.

OLIVEIRA NETO, Calisto Rocha de. **Energia eólica e desenvolvimento no terceiro milênio: reflexões a partir do Brasil, Nordeste e Rio Grande do Norte**. 2016. Dissertação de Mestrado. Universidade Federal do Rio Grande do Norte.

PHELPS, Calvin.; SINGLETON, John. **Wind Turbine Blade Design**. Disponível em: <<https://pt.scribd.com/document/336455697/blade-design-calvin-john-pdf>> Acesso em 20 ago 2017.

PICOLO, Ana Paula; BÜHLER, Alexandre J.; RAMPINELLI, Giuliano Arns. **Uma abordagem sobre a energia eólica como alternativa de ensino de tópicos de física clássica**. Caderno Brasileiro de Ensino de Física, v. 36, n. 4, 2014.

PINTO, Milton de Oliveira. **Fundamentos de energia eólica**. Grupo Gen-LTC, 2013.

PIRES, Julio Cesar; OLIVEIRA, Branca Freitas. **Modelagem e simulação virtual de pá para rotor eólico de pequeno porte**. Design & Tecnologia, v. 1, n. 02, p. 69-76, 2010.

POLAT, Ozge; TUNCER, Ismail H. **Aerodynamic shape optimization of wind turbine blades using a parallel genetic algorithm**. Procedia Engineering, v. 61, p. 28-31, 2013.

POLINDER, H., de HAAN, S. W., DUBOIS, M. R., & SLOOTWEG, J. G. (2005). **Basic operation principles and electrical conversion systems of wind turbines**. EPE Journal, 15(4), 43-50.

RAJA, R. S. **Coupled fluid structure interaction analysis on a cylinder exposed to ocean wave loading**. 2012. Dissertação de Mestrado. Chalmers University of Technology.

RAMDIN, S. F. Prandtl tip loss factor assessed. 2017.

ROCHA, PA COSTA; ROCHA, H. H. B.; CARNEIRO, F. O. M.; BUENO, A. V. **$k-\omega$ SST (shear stress transport) turbulence model calibration: A case study on a small-scale horizontal axis wind turbine.** *Energy* 65 (2014): 412-418.

RÜNCOS, F., CARLSON, R., KUO-PENG, P., VOLTOLINI, H. BATISTELA, N. J. (2000). **Geração de energia eólica–tecnologias atuais e futuras.** WEG Maquinas–GRUCAD-EEL-TET-UFSC.

SHOKRIEH, M. M.; RAFIEE, R. **Simulation of fatigue failure in a full composite Wind turbine blade.** *Composite Structures*, v. 74, n. 3, p. 332–342, 2006.

SILVA, G. R. **Características de Vento da Região Nordeste: análise, modelagem e aplicações para projetos de centrais eólicas.** 2003.

SILVA, Guilherme B.O. **Desenvolvimento de uma turbina eólica de eixo vertical.** IST Tese de Mestrado, 2011.

SMYTH, Thomas AG. **A review of Computational Fluid Dynamics (CFD) airflow modelling over aeolian landforms.** *Aeolian Research*, v. 22, p. 153-164, 2016.

SOMERS, Dan M. The S825 and S826 airfoils. **National Renewable Energy Laboratory, Subcontractor Report**, 2005.

SONG, Y; PEROT, J. Blair. **CFD simulation of the NREL Phase VI rotor.** *Wind engineering*, v. 39, n. 3, p. 299-309, 2015.

SØRENSEN, N. N., ZAHLE, F., BOORSMA, K., & SCHEPERS, G. (2016, September). **CFD computations of the second round of MEXICO rotor measurements.** In *Journal of Physics: Conference Series* (Vol. 753, No. 2, p. 022054). IOP Publishing.

TAHANI, M. MAEDA, T. BABAYAN, N. MEHRNIA, S. SHADMEHIR, M. LI, Q. FAHIMI, R. MASDARI, M. **Investigating the effect of geometrical parameters of an optimized wind turbine blade in turbulent flow.** *Energy Conversion and Management*, v. 153, p. 71-82, 2017.

TANGLER, J. L; SOMERS, D. M. (1995). **NREL Airfoil Families for HAWTs.**

THE WIND POWER. 1.5 xle (GE Energy). The Wind Power, 2018. Disponível em: <<https://www.thewindpower.net/scripts/fpdf181/turbine.php?id=58>>. Acesso em 24 jan 2018.

TICKOO, Sham. **SolidWorks 2009 for Designers**. Cadcim Technologies, 2008.

TITUS, Vibin Ninan; JACOB, Rohan George; MANIKANDAN, S. **CFD Analysis of Variation in Pressure Coefficient for NACA 4412 Aerofoil**. Imperial Journal of Interdisciplinary Research, v. 2, n. 5, 2016.

VASJALIYA, Naishadh G. **Fluid-structure Interaction and Multidisciplinary Design Analysis Optimization of Composite Wind Turbine Blade**. 2013.

VERSTEEG, Henk Kaarle; MALALASEKERA, Weeratunge. **An introduction to computational fluid dynamics: the finite volume method**. Pearson Education, 2007.

WANG, Lin; QUANT, Robin; KOLIOS, Athanasios. **Fluid structure interaction modelling of horizontal-axis wind turbine blades based on CFD and FEA**. Journal of Wind Engineering and Industrial Aerodynamics, v. 158, p. 11-25, 2016.

WANG, Lin; TANG, Xinzi; LIU, Xiongwei. **Blade design optimisation for fixed-Pitch fixed-speed wind turbines**. ISRN renewable Energy, v. 2012, 2012.

WENZEL, Guilherme München. **Projeto aerodinâmico de pás de turbinas eólicas de eixo horizontal**. Revista da Graduação, v. 1, n. 1, 2008.

WILCOX, D. C. **Turbulence Modelling for CFD**. Third Edition. La Canãda, California: DCW Industry, 2006. 522 p.

WITTEWER, A. R., DORADO, R., ANNES DEGRAZIA, G., MÉRCIO LOREDO-SOUZA, A., JOSEF BODMANN, B. E.. **Escoamento na esteira de turbinas eólicas: Análise espectral da turbulência mediante testes em túnel de vento**. Ciência e Natura, v. 38, 2016.

ZHAO, J., LIU, X. W., WANG, L., & TANG, X. Z.. **Design attack angle analysis for fixed-Pitch variable-speed wind turbine**. In: Advanced Materials Research. Trans Tech Publications, 2012. p. 608-612.

YOO, Hong Hee; PARK, Jung Hun; PARK, Janghyun. **Vibration analysis of rotating pre-twisted blades**. Computers & Structures, v. 79, n. 19, p. 1811-1819, 2001.

ZHU, Jie; CAI, Xin; GU, Rongrong. **Aerodynamic and Structural Integrated Optimization Design of Horizontal-Axis Wind Turbine Blades**. *Energies*, v. 9, n. 2, p. 66, 2016.