



**UNIVERSIDADE FEDERAL DO PARÁ (UFPA)
CAMPUS UNIVERSITÁRIO DE TUCURUÍ (CAMTUC)
FACULDADE DE ENGENHARIA MECÂNICA (FEM)**

**ESTUDO EXPERIMENTAL E NUMÉRICO DE UMA TURBINA EÓLICA DE EIXO
HORIZONTAL EM ESCALA REDUZIDA COM E SEM DIFUSOR**

ARTUR JOSÉ CUNHA DA SILVA

**Tucuruí-PA
2018**



**UNIVERSIDADE FEDERAL DO PARÁ (UFPA)
CAMPUS UNIVERSITÁRIO DE TUCURUÍ (CAMTUC)
FACULDADE DE ENGENHARIA MECÂNICA (FEM)**

**ESTUDO EXPERIMENTAL E NUMÉRICO DE UMA TURBINA EÓLICA DE EIXO
HORIZONTAL EM ESCALA REDUZIDA COM E SEM DIFUSOR**

ARTUR JOSÉ CUNHA DA SILVA

Trabalho de Conclusão de Curso apresentado à Faculdade de Engenharia Mecânica do Campus de Tucuruí, como parte dos requisitos para obtenção do título de bacharel em Engenharia Mecânica.

**Orientador:
Prof.º. Dr.º. André Luiz
Amarante Mesquita**

**Tucuruí-PA
2018**

Silva, Artur José Cunha.

Estudo experimental e numérico de uma turbina eólica em escala de eixo horizontal com e sem difusor/ Artur José Cunha da Silva. –Tucuruí - PA, 2018.114p.: il.

Trabalho de conclusão de curso (Monografia) – Universidade Federal do Pará – UFPA

Faculdade de Engenharia Mecânica – FEM

Campus de Tucuruí, 2018

Orientador: Prof. Dr. André Luiz Amarante Mesquita

1. Turbina eólica. 2. Difusores. 3. Potência. 4. Controle PID



UNIVERSIDADE FEDERAL DO PARÁ (UFPA)
CAMPUS UNIVERSITÁRIO DE TUCURUÍ (CAMTUC)
FACULDADE DE ENGENHARIA MECÂNICA (FEM)

ESTUDO EXPERIMENTAL E NUMÉRICO DE UMA TURBINA EÓLICA DE
EIXO HORIZONTAL EM ESCALA REDUZIDA COM E SEM DIFUSOR

ARTUR JOSÉ CUNHA DA SILVA

Trabalho de Conclusão de Curso
apresentado à Faculdade de Engenharia
Mecânica do Campus de Tucuruí, como
parte dos requisitos para obtenção do
título bacharel em Engenharia
Mecânica.

BANCA EXAMINADORA

Orientador: Prof.^o Dr.^o André Luiz Amarante Mesquita.
NDAE/UFPA/CAMTUC

Membro Interno: Prof.^o Me. Jessé Luís Padilha.
FEM/UFPA/CAMTUC

Membro Interno: Prof.^o Me. Maciel da Costa Furtado.
FEM/UFPA/CAMTUC

Conceito 9,5

Tucuruí, 25 de Outubro de 2018.

*A meus familiares José Carlos,
Izete Costa, Nayanna Cunha,
Marcos Cézar, Clara Sophia,
Carlos Heitor & minha namorada
Érika Cristina.*

AGRADECIMENTOS

Agradeço à todas as pessoas que colaboraram de forma direta ou indiretamente para o desenvolvimento deste trabalho, em especial ao professor André Mesquita pela oportunidade em participar como bolsista no laboratório de Turbomáquinas, além das suas palestras e cursos que serviram de base teórica para este trabalho. A Ronaldo Menezes, pelo direcionamento durante às atividades realizadas no laboratório e aconselhamentos sobre o ramo acadêmico de pesquisa. A Jessé Padilha pela oportunidade de colaboração no laboratório de Refrigeração. Á Emanuel Vieira pela ajuda durante o trabalho experimental e por fim, à toda a equipe do laboratório de Turbomáquinas pela convivência e compartilhamento de experiências profissionais. Por fim, à Fundação Nacional de Desenvolvimento da Educação como órgão de fomento desta pesquisa.

You see, I've been through the desert on a horse with no name...

(America – A horse with no name)

RESUMO

ESTUDO EXPERIMENTAL E NUMÉRICO DE UMA TURBINA EÓLICA DE EIXO HORIZONTAL EM ESCALA REDUZIDA COM E SEM DIFUSOR

RESUMO: A demanda global por fontes renováveis de energia tem aumentado significativamente nos últimos anos, dentre as formas mais conhecidas destaca-se a energia eólica que, impulsionada pela colaboração de empresas de tecnologia juntamente com governos que estão cada vez mais interessados por esta forma de energia, tem se desenvolvido consideravelmente nas últimas décadas. As turbinas eólicas de eixo horizontal se destacam dentre os demais tipos na geração eólica, apresentando a vantagem de aumentar a sua capacidade de geração de potência através da utilização de difusores, que envolvem a turbina e aceleram o escoamento do ar através do rotor. Neste contexto, estudos em laboratório em modelos de turbinas em escala reduzida são de fundamental importância para o desenvolvimento de novas tecnologias, a partir de metodologias experimentais complementadas pela dinâmica dos fluidos computacional (CFD) é possível prever o comportamento de turbinas eólicas em escala real dentro de várias condições de operação. A pesquisa deste trabalho foi desenvolvida sobre uma turbina eólica de eixo horizontal didática com rotor de quatro pás e difusor de material ABS impresso em uma impressora 3D. Foram desenvolvidos estudos experimentais em túnel de vento com o modelo em escala (1:5,5) com e sem difusor, além de simulações numéricas do modelo via o plugin *CFX* do *software* comercial *Ansys Workbench*. Para os ensaios em túnel de vento foi desenvolvido um sistema de controle de malha fechada PID integrado à um Arduino, responsável pelo controle de rotação da turbina através da modulação PWM do freio aplicado sobre o equipamento. Foram obtidos dados experimentais para as velocidades do vento de 6, 7 e 8 metros por segundo, em cada ensaio a velocidade de escoamento foi mantida constante enquanto a rotação da turbina foi reduzida gradualmente pelo sistema de modulação, de forma a plotar a curva de potência (C_p) para diferentes velocidades específica de ponta de pá (λ). Os resultados experimentais mostraram um aumento considerável na potência extraída do vento pelo modelo em túnel de vento, chegando em 33% com a utilização do difusor em uma velocidade do vento de 8 metros por segundo.

Palavras-Chave: Energias renováveis, Turbina Eólica, Difusor, Potência, CFD.

ABSTRACT

EXPERIMENTAL AND NUMERICAL STUDY OF A HORIZONTAL AXIS WIND TURBINE ON REDUCED SCALE WIT AND WITHOUT DIFFUSER

The global demand for renewable energy sources has increased significantly in recent years, among the best known forms is the wind energy that, driven by the collaboration of technology companies along with governments that are each increasingly interested in this form of energy, has developed considerably in the last few decades. The horizontal axis wind turbines stand out among the other types in the wind generation, presenting the advantage of increasing their power generation capacity through the use of diffusers, which involve the turbine and accelerate the flow of air through the Rotor. In this context, laboratory studies in scale turbine models are of fundamental importance for the development of new technologies, from experimental methodologies complemented by the dynamics of computational fluids (CFD) is possible to predict the behavior of real-scale wind turbines within various operating conditions. The research of this work was developed on a horizontal didactic axis wind turbine with four-blade rotor and ABS material diffuser printed on a 3d printer. Experimental studies were developed in wind tunnel with the model on scale with and without diffuser, in addition to numerical simulations of the model via the CFX plugin of the commercial software Ansys Workbench. For the wind tunnel tests a closed PID mesh control system was developed integrated with an Arduino, responsible for the turbine rotation control through the PWM modulation of the brake applied on the equipment. Experimental data were obtained for wind speeds of 6, 7 and 8 meters per second, in each test the flow velocity was kept constant while the turbine rotation was gradually reduced by the modulation system, in order to plot the curve of Power (C_p) for different specific speeds of shovel tip (λ). The experimental results showed a considerable increase in the power extracted from the wind by the model in wind tunnel, arriving at 33% with the use of the diffuser at a wind speed of 8 meters per second.

Keywords: Renewable energy, Wind turbine, Diffuser, Power, CFD.

LISTA DE ILUSTRAÇÃO

Figura 1. Novos investimentos em energias renováveis global.	13
Figura 2. Matriz energética brasileira.	14
Figura 3. Capacidade instalada e número de parques por estado.	14
Figura 4. Principais componentes de uma turbina eólica.	17
Figura 5. Rotor eólico.	18
Figura 6. Sistema de transmissão.	18
Figura 7. Gerador eólico de dupla alimentação.	19
Figura 8. Estol em um perfil aerodinâmico.	21
Figura 9. Mecanismo de giro das pás.	21
Figura 10. Motores de controle de passo das pás.	22
Figura 11. Características geométricas de um perfil aerodinâmico.	23
Figura 12. Ângulo de ataque e ângulo de incidência em um perfil aerodinâmico.	24
Figura 13. Características do perfil NACA 4412.	24
Figura 14. NACA 63-412.	25
Figura 15. Forças aerodinâmicas atuantes sobre um aerofólio exposto a uma corrente de ar.	26
Figura 16. C_l e C_d versus ângulo de ataque do perfil NACA 63-412.	28
Figura 17. Relação (C_l/C_d) em função de α do perfil NACA 63-412.	28
Figura 18. Volume de controle.	29
Figura 19. Superfície de controle normal ao escoamento.	31
Figura 20. tubo de corrente através do rotor.	32
Figura 21. Pressão e velocidade através do difusor.	34
Figura 22. Curva de potência com e sem difusor.	35
Figura 23. Volume de controle.	37
Figura 24. Visualização de um fluxo turbulento.	38
Figura 25. Diferença entre as técnicas de modelagem de turbulência.	40
Figura 26. Arduino UNO R3.	43
Figura 27. Componentes da placa Arduino.	44
Figura 28. IDE Arduino.	45
Figura 29. Extensômetro.	46
Figura 30. Ponte completa de Wheatstone.	47
Figura 31. Meia ponte de Wheatstone.	47
Figura 32. Extensômetros em eixo sob torção.	47

Figura 33. Esquema da célula de carga de torção.....	48
Figura 34. Ponte completa de Wheatstone.	48
Figura 35. Sistema de controle com malha fechada.	49
Figura 36. Diagrama de bloco do controle PID.....	50
Figura 37. Efeito da redução da banda proporcional sobre o controle.....	50
Figura 38. Efeitos da inclusão do controle integral.	51
Figura 39. Efeitos do controle derivativo.	51
Figura 40. Túnel de vento.....	58
Figura 41. Perfis de velocidades na posição vertical.....	59
Figura 42. Aparato experimental em escala mm.	59
Figura 43. Esquema da turbina didática.	60
Figura 44. Gerador brushless DC.	61
Figura 45. Detalhe dos componentes presentes na nacele.	61
Figura 46. Detalhe de uma sonda estática de Pitot.	62
Figura 47. Conjunto manômetro e tubo de Pitot.	62
Figura 48. Conversor e amplificador HX711.	63
Figura 49. Esquemático HX711.	63
Figura 50. Layout e placa finalizada.	64
Figura 51. Rotor de quatro pás e detalhe do disco de reflexão.....	65
Figura 52. Sensor ótico reflexivo TCRT65000.	65
Figura 53. Diagrama de bloco PID.	66
Figura 54. Circuito de modulação.	66
Figura 55. Modulação por largura de pulso.....	67
Figura 56. Aparato de calibração.....	68
Figura 57. Perfil NACA 63-412	69
Figura 58. Rotor em escala.	69
Figura 59. Domínio computacional – vista isométrica (mm).	70
Figura 60. Domínio computacional – vista lateral.	70
Figura 61. Condições de contorno sobre o domínio computacional.	71
Figura 62. Elementos prismático e tetraédrico, respectivamente.	72
Figura 63. Elementos de malha do domínio estacionário.....	73
Figura 64. Refinamento sobre o domínio rotativo e esteira.	73
Figura 65. Detalhe da camada prismática sobre a superfície do rotor.....	74
Figura 66. Estrutura de camada limite.....	74

Figura 67. Distância entre o primeiro nó e a parede.....	75
Figura 68. Coeficiente de potência em função do número de nós.....	77
Figura 69. Curva de potência para 6m/s.....	78
Figura 70. Curva de potência para 7m/s.....	79
Figura 71. Curva de potência para 8m/s.....	79
Figura 72. Curvas de potência para 6, 7 e 8 m/s sem o difusor.....	80
Figura 73. Curvas de potência para 6, 7 e 8 m/s com o difusor.....	80
Figura 74. Velocidade do vento x potência com e sem difusor.....	81
Figura 75. C_p versus sem difusor.....	81
Figura 76. C_p versus rotação com difusor.....	82
Figura 79. C_p versus rotação para 8 m/s.....	83
Figura 80. Triângulo de velocidades.....	83
Figura 81. Seções (r/R) ao longo da pá do rotor.....	84
Figura 82. C_L & C_d em função do ângulo de ataque NACA63-412.....	84
Figura 83. Seções (r/R) 0,35, 0,65 e 0,95 em 1.000 rpm.....	85
Figura 84. Seções (r/R) 0,35, 0,65 e 0,95 em 1.800 rpm.....	86
Figura 85. Curva de projeto da turbina com e sem difusor.....	87
Figura 86. Contorno de pressão através da turbina.....	88
Figura 87. Linhas de corrente através do rotor.....	88
Figura 88. Vetores de velocidade relativa no rotor.....	89

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 Componentes do sistema de torque.	63
Tabela 2. Coeficientes de calibração.	68
Tabela 3. Refinamento da malha.	76
Tabela 4. Configurações da máquina.	77
Tabela 5. Características das seções à 1000 rpm.	84
Tabela 6. Características das seções à 1.800 rpm.	85

LISTA DE ABREVIACÕES E SIGLAS

HAWT – *Horizontal Axis Wind Turbine*

BRICS – Brasil, Rússia, Índia, China e África do Sul

MEV – Método dos Volumes Finitos

CFD – *Computational Fluid Dynamics*

LABTURBO – Laboratório de Turbomáquinas

IEA – Agência Internacional de Energia

EPE – Empresa de Pesquisa Energética

GWEC – *Global Wind Energy Council*

PWM – *Pulse Width Modulation*

PID – Proporcional, Integral Derivativo

MV – Variável manipulada (*Manipulated variable*)

FNDE – Fundo Nacional de Desenvolvimento da Educação

LISTA DE SÍMBOLOS

- C_p – Coeficiente de potência
 v_∞ - Velocidade do escoamento
 C_L – Coeficiente de sustentação
 C_d – Coeficiente de arrasto
 α – Ângulo de ataque
 θ – Ângulo de incidência
 φ – Ângulo de montagem
 ρ - Massa específica
 a – Fator de indução axial
 ω – Velocidade de rotação
 λ – *Tip Speed Ratio*
 L – Corda do perfil
 F – Força
 d – Braço do momento
 σ – Resistividade elétrica
 K_p - Constante proporcional
 K_i – Constante integral
 K_d – Constante derivativa
 P_b – Banda proporcional
 I_r – Taxa integral
 δ_F – Incerteza da força
 δ_T – Incerteza do torque
 δ_Ω – Incerteza da rotação
 δ_P – Incerteza da potência
 δ_{C_p} – Incerteza do coeficiente de potência
 $\delta\lambda$ – incerteza da velocidade específica de ponta de pá
 δ_ρ – Incerteza da massa específica
 Ω – Rotação
 n – Número de mols
 T – Torque
 R – Constante dos gases

SUMÁRIO

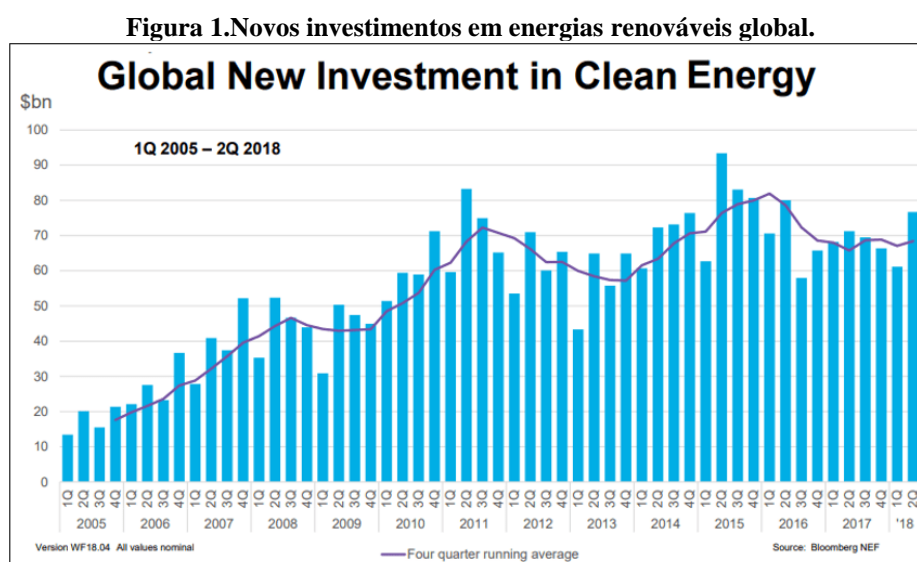
1 INTRODUÇÃO	13
1.1 OBJETIVOS	16
1.1.1 objetivos gerais	16
1.1.2 objetivos específicos.....	16
2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	17
2.1 TURBINAS EÓLICAS DE EIXO HORIZONTAL E SUAS TÉCNOLOGIAS	17
2.1.1 Rotor aerodinâmico.....	17
2.1.2 Sistema de transmissão	18
2.1.3 Gerador	19
2.1.4 Sistema de controle.....	19
2.1.4.1 Controle passivo de velocidade	20
2.1.4.2 Controle ativo de velocidade	21
2.2 TEORIA DAS TURBINAS EÓLICAS	22
2.2.1 Características Gerais de Perfis Aerodinâmicos	22
2.2.2 Forças aerodinâmicas	25
2.2.3 Coeficiente de potência	28
2.3 DIFUSORES DE TURBINAS EÓLICAS	33
2.4 MÉTODO NUMÉRICO	35
2.4.1 Modelagem de turbulência	38
2.4.2 Equações governantes	40
2.4.3 Equações de Médias de Reynolds (RANS)	41
2.5 PLATAFORMA ARDUINO	43
2.6 EXTENSÔMETRIA	45
2.7 CONTROLE PID.....	48
2.8 PROPAGAÇÃO DE INCERTEZA	52
3 METODOLOGIAS	58
3.1 BANCADA EXPERIMENTAL	58
3.2 TURBINA EÓLICA EM ESCALA	60
3.3 INSTRUMENTAÇÃO	61
3.3.1 Medição de velocidade do vento.....	61
3.3.2 Medição de torque.....	63
3.3.3 Medição de rotação	64

3.3.4 Controle de rotação	65
3.4 CALIBRAÇÃO	67
3.5 METODOLOGIA NUMÉRICA.....	68
3.5.1 Domínio computacional	69
3.5.2 Condições de contorno	71
3.5.3 Malha numérica	72
3.5.4 Convergência de malha	75
3.5.5 Recursos computacionais	77
4 RESULTADOS E DISCUSSÕES	78
4.1 CURVAS DE DESEMPENHO	78
4.2 ANÁLISE DO ESCOAMENTO SOBRE O ROTOR.....	82
5 CONCLUSÕES	90
SUGESTÃO PARA TRABALHOS FUTUROS	92
REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS	93
ANEXOS	99

1 INTRODUÇÃO

Não é novidade que a demanda global por energia tem aumentado significativamente nos últimos anos, impulsionada, em grande parte, pelas nações emergentes, como às pertencentes ao grupo BRICS (Brasil, Rússia, Índia, China e África do Sul) que necessitam cada vez mais de energia para seu desenvolvimento econômico. Em meio à crescente demanda e incentivados pelas várias crises energéticas ocorridas na história, os governos tem cada vez mais impulsionado o desenvolvimento de novas tecnologias em energias renováveis juntamente com a participação de empresas privadas que atuam no ramo, visando reduzir os impactos da intensa utilização dos recursos naturais e massiva emissão de poluentes pelos derivados do petróleo, carvão e gás natural.

De acordo com o relatório da *Bloomberg New Energy Finance*, até 2030, as fontes renováveis de energia ao redor do mundo serão responsáveis por mais de 60% dos 5.579 gigawatts de energia, representando 65% dos 7,7 trilhões de dólares em investimentos em energia. No geral, os combustíveis fósseis, como carvão e gás natural, verão sua participação total na geração de energia cair para 46%, sendo uma grande parcela em relação as demais fontes de energia, mesmo que menor que a participação atual de 65%. O relatório também mostra que a energia solar e a eólica aumentarão sua participação na geração energética mundial para 16% até 2030, atualmente sua parcela é de apenas 3% (INVESTOPEDIA, 2018).

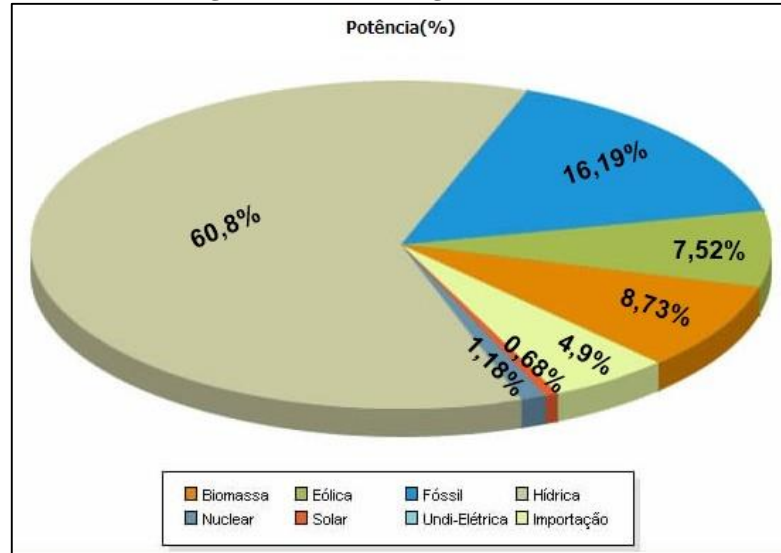


Fonte: <https://www.investopedia.com>

Segundo dados da Agência Internacional de Energia – IEA (2018), o Brasil é o terceiro maior gerador de energias renováveis, assim como o terceiro maior produtor de energia hidrelétrica mundial. “O Brasil dispõe de uma matriz elétrica de origem predominantemente

renovável, com destaque para a geração hidráulica que responde por 68,8% da oferta interna” diz balanço da Empresa de Pesquisa Energética (EPE). (Governo do Brasil, 2018).

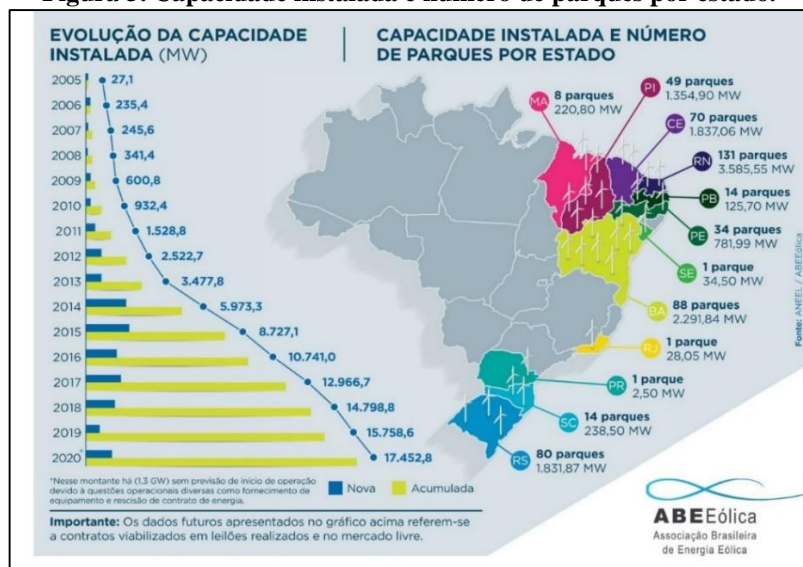
Figura 2. Matriz energética brasileira.



Fonte: ANEEL - Banco de Informações de Geração (2018).

Em fevereiro de ano (2018), o Brasil atingiu a marca de 13GWs de capacidade instalada de energia eólica, com 518 parques eólicos e mais de 6.600 aerogeradores operando. Nesse mesmo período a *Global Wind Energy Council* (GWEC) fórum representativo do setor de energia eólica a nível internacional, anunciou o novo Ranking Mundial de Capacidade Instalada de Energia Eólica e o Brasil subiu mais uma posição chegando a 8º lugar. (ABEEólica, 2018).

Figura 3. Capacidade instalada e número de parques por estado.



Fonte: Associação Brasileira de Energia Eólica – ABEEólica (2018).

Nesse contexto, os estudos experimentais e numéricos de modelos de turbinas eólicas assumem um papel primordial no desenvolvimento tecnológico em busca de melhores performances de operação dessas máquinas. No ramo experimental, utilizam-se túneis de vento para obter escoamentos com baixos níveis de turbulência, de fluxo estável, onde é possível estudar o comportamento de modelos eólicos em diferentes velocidades de fluxo livre. Nessas condições é possível determinar pontos de operação da turbina, onde a máxima potência é alcançada à uma determinada velocidade de escoamento e rotação do gerador. Utilizando difusores é possível aumentar a capacidade de geração de potência pelas turbinas eólicas de eixo horizontal, tal performance pode ser avaliada a partir de instrumentos de aquisição de dados de rotação e torque de eixo do modelo. Portanto, neste trabalho serão desenvolvidos estudos experimentais de um modelo de turbina eólica de eixo horizontal equipada com um difusor com intuito de avaliar o aumento de sua capacidade de geração de potência. Estudos numéricos serão realizados no ponto de operação encontrado pelos ensaios experimentais de forma a ser avaliar o comportamento do escoamento sobre as pás do rotor e o seu efeito sobre a geração de potência pela turbina.

1.1 OBJETIVOS

1.1.1 objetivos gerais

- Obtenção das curvas de potência em função da rotação da turbina livre e equipada com um difusor.
- Avaliar, a partir de simulações CFD, o comportamento que se desenvolve através das pás do rotor.

1.1.2 objetivos específicos

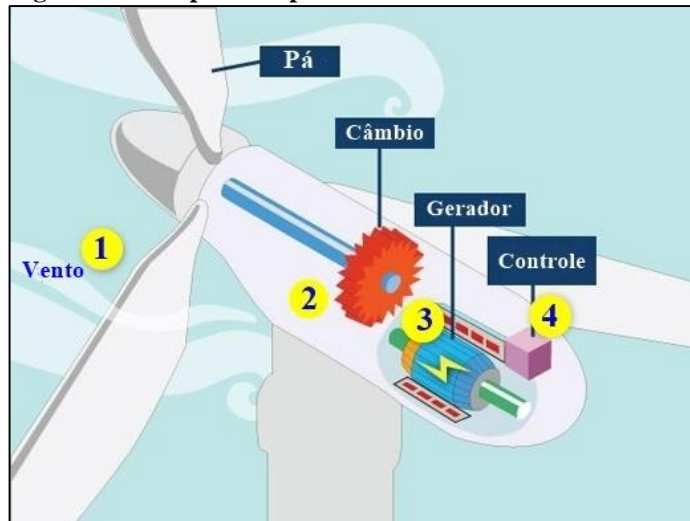
- Ensaio da turbina eólica em túnel de vento para obtenção das curvas de potência;
- Estudo de propagação de erros sobre os resultados experimentais;
- Simulação em *CFD* utilizando as mesmas condições dos ensaios experimentais;
- Estudo de convergência de malha;
- Desenvolvimento de um sistema de aquisição de baixo custo para leitura de torque;
- Desenvolvimento de um algoritmo *PID* em linguagem *C++ Arduino* para controle de rotação da turbina.
- Avaliação do perfil NACA 63-412.

2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

2.1 TURBINAS EÓLICAS DE EIXO HORIZONTAL E SUAS TÉCNOLOGIAS

As turbinas eólicas são sistemas eletromecânicos que possuem como objetivo principal converter a energia cinética do vento em energia elétrica. Consiste em uma torre e uma nacela que é montada sobre a torre, onde se situam o gerador, a caixa de transmissão (quando utilizada), sistema de controle, medição do vento e motores para rotação do sistema para melhor posicionamento em relação ao vento. A figura 4 apresenta os principais componentes de uma turbina eólica.

Figura 4. Principais componentes de uma turbina eólica.



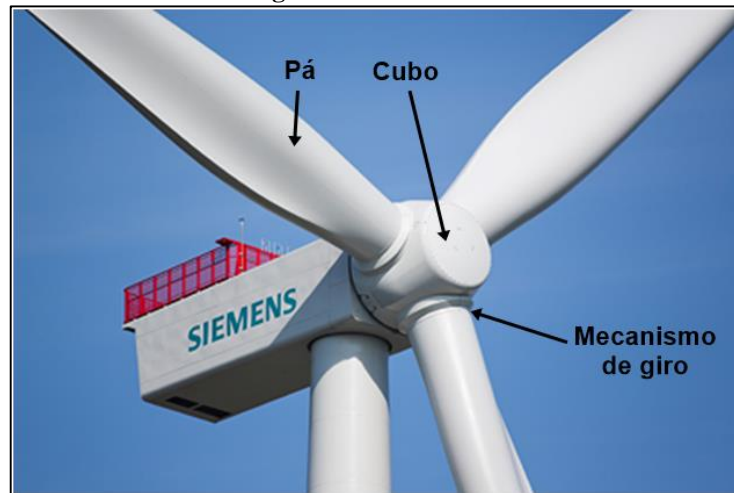
Fonte: <https://www.energy.gov/eere/wind/how-do-wind-turbines-work>

Segundo Anaya-Lara et al (2011) as turbinas eólicas produzem eletricidade pelo uso da potência do vento dirigida para um gerador elétrico. O vento passa pelas pás, exercendo uma força de rotação. A rotação das lâminas gira o eixo no interior da nacela, que está acoplado à caixa de multiplicação. A caixa de multiplicação aumenta a velocidade de rotação para que ela seja apropriada para o gerador, que utiliza os campos magnéticos para converter a eletricidade vinda do gerador em uma tensão apropriada para a coleta de potência do sistema.

2.1.1 Rotor aerodinâmico

É responsável pela conversão da energia eólica em energia mecânica. O rotor aerodinâmico é composto principalmente por um cubo e as pás, com este último ligado ao cubo por articulações mecânicas. As pás das turbinas antigas eram acopladas no rotor de modo que não podiam ser movimentadas em torno do seu eixo longitudinal, atualmente, as mais modernas permitem o ajuste angular das pás através de mecanismos internos ao rotor.

Figura 5. Rotor eólico.



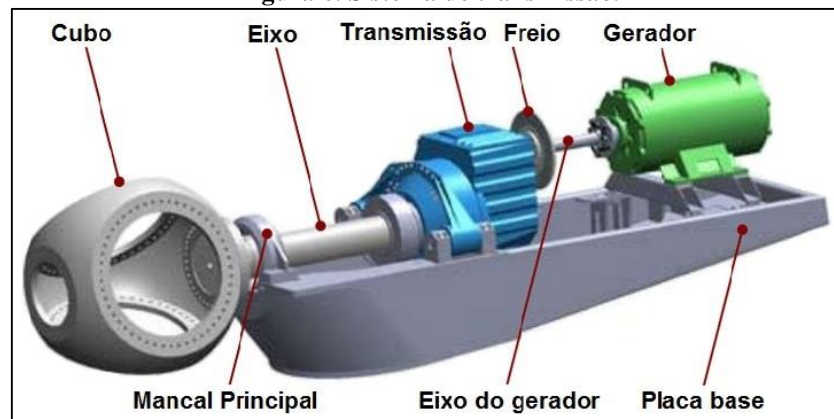
Fonte: Siemens.

Segundo Castro (2009) a vida útil de um rotor eólico, em torno de 20 anos, está relacionada aos esforços e condições ambientais em que está inserido. Os compostos sintéticos constituem os materiais mais usados nas pás de turbinas eólicas, nomeados de plásticos reforçados com fibra de vidro. Estes materiais são relativamente baratos, robustos, resistentes à fadiga, mas, principalmente, são facilmente moldáveis, o que é uma vantagem importante na fase de fabrico.

2.1.2 Sistema de transmissão

A energia mecânica do rotor aerodinâmico é transmitida para o gerador através de um sistema de transmissão, que normalmente consiste no eixo do rotor, freio mecânico e caixa de transmissão.

Figura 6. Sistema de transmissão.



Fonte: portal energia (2016).

Cabe ressaltar que a velocidade de rotação de um rotor de grande porte é muito baixa (entre 10-30 rpm) se comparada à velocidade de rotação nominal de geradores elétricos (usualmente entre 1.200 rpm a 1.800 rpm), por este motivo as turbinas utilizam caixas de engrenagens para multiplicação da velocidade, adaptando a velocidade do eixo valores nominais do gerador.

Segundo Dutra (2001) o aerogerador pode não conter a caixa multiplicadora, a decisão em usar o multiplicador ou fabricar um aerogerador sem caixa de transmissão é, antes de tudo, uma questão de filosofia do fabricante.

2.1.3 Gerador

O gerador é um componente eletromecânico que converte a potência mecânica em potência elétrica. Os geradores normalmente são compostos de um rotor e um estator. O estator é estacionário com fios e bobinas montados em um certo padrão. O rotor é a parte rotativa e é responsável por gerar um campo magnético. O rotor pode ter ímãs permanentes ou eletroímãs, ou seja, que geram campo magnético quando estão sob rotação. Devido a sua rotação e o campo magnético gerado no rotor, uma tensão é induzida nos terminais do estator.

Figura 7. Gerador eólico de dupla alimentação.



Fonte: ABB.

Atualmente, existem várias alternativas de conjuntos de moto-geradores, entre eles: geradores síncronos, em que a ligação mecânica entre a turbina eólica e o gerador através de um conversor de frequência, sem utilizar multiplicador; geradores assíncronos, que pode suportar ligeiras variações de velocidade (Castro, 2009).

2.1.4 Sistema de controle

Segundo Falani (2015), os mecanismos de controle destinam-se a orientar do rotor, ao controle de velocidade, ao controle de carga, entre outros. Pela variedade de controles, existe uma enorme variedade de mecanismos que podem ser mecânicos (velocidade, passo, freio), aerodinâmicos (posicionamento do rotor) ou eletrônicos (controle de carga).

O sistema de segurança mais comumente utilizado em uma turbina é o sistema de frenagem, que é ativado por velocidades do vento acima do limite. Esse arranjo usa um sistema de controle de potência que, essencialmente, aciona os freios quando a velocidade do vento se eleva em demais e depois “libera os freios” quando o vento diminui. Os modernos projetos de grandes turbinas usam diversos tipos diferentes de sistemas de frenagem.

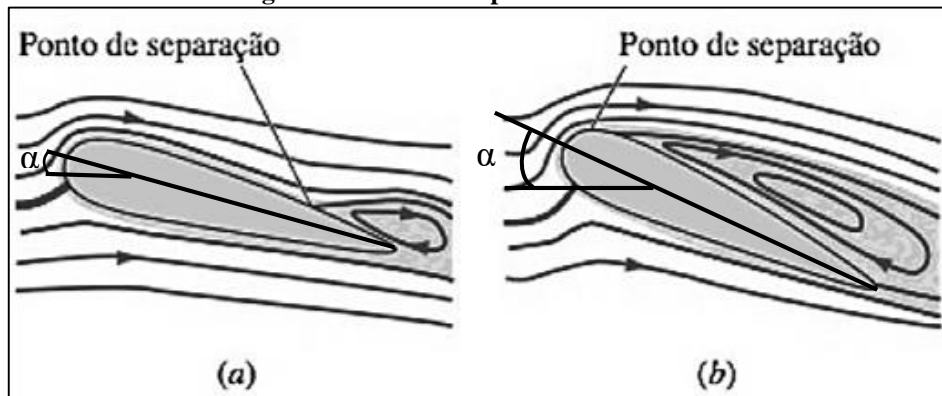
O sistema de controle é importante em relação ao regime de operação da máquina e potência gerada. A finalidade do sistema de controle é gerenciar a turbina em operação segura e automática, reduzindo custos operacionais e fornecendo uma resposta dinâmica consistente, melhorando a qualidade de operação. A operação é projetada para maximizar a produção de energia elétrica e minimizar as cargas atuantes sobre a turbina.

2.1.4.1 Controle passivo de velocidade

Segundo Sorensen et al (2002), a regulação de velocidade pode ser feita pelo meio passivo, onde as pás do rotor são montadas no rotor em ângulo fixo e são projetadas de modo que a rotação das próprias pás aplique a frenagem quando a velocidade do vento for acima do limite operacional.

Durante do regime normal de rotação para o qual a turbina foi projetada, o ângulo de ataque formado pelas linhas de corrente sobre a superfície das pás promove a formação de uma elevada força de sustentação e baixo arrasto aerodinâmicos (ver figura 8.a). No entanto, em regimes de velocidades do vento acima do operacional, ocorre a elevação do ângulo de ataque, ou seja, o ângulo entre o escoamento incidente sobre as pás e a corda da seção transversal, proporcionando o descolamento da camada limite sobre o extradorso das pás, havendo a formação de vorticidade (Figura 8.b) e conseqüente redução da força de sustentação e aumento do arrasto aerodinâmico, tal efeito reduz a velocidade de rotação da turbina para dentro de condições adequadas, evitando que ocorram danos em seus componentes. Em termos simples, a perda de eficiência aerodinâmica ocorre quando o ângulo da pá voltado para a chegada do vento se torna tão acentuado que começa a eliminar a força de empuxo, reduzindo a velocidade de rotação. (Wenzel, G. M., 2007).

Figura 8.Estol em um perfil aerodinâmico.



Fonte: Çengel (2012).

2.1.4.2 Controle ativo de velocidade

Segundo Muljadi, E. et al (2001) o controle de passo é um sistema que normalmente necessita de uma informação vinda de um controlador. As turbinas com essa tecnologia, conhecidas como *pitch* têm a possibilidade de rotacionar a pá em torno do seu eixo longitudinal, isto é, alteram o ângulo de passo das pás. O controlador eletrônico da turbina monitora a geração de potência, e com velocidades do vento acima da velocidade nominal, a geração de potência será excessiva que poderia danificar a máquina, desse modo, para que isso não ocorra o controlador ordenar que as pás alterem seu passo de modo que fiquem desalinhados com o vento (ver figura 9). Essa redução do ângulo de ataque diminui as forças aerodinâmicas atuantes, diminuindo a rotação das pás e, conseqüentemente, a extração de potência. Os sistemas de controle de passo requerem que o ângulo de montagem das pás (no rotor) sejam ajustáveis.

Figura 9. Mecanismo de giro das pás.



Fonte: Quora (2018).

Figura 10. Motores de controle de passo das pás.



Fonte: Bonfiglioli.

2.2 TEORIA DAS TURBINAS EÓLICAS

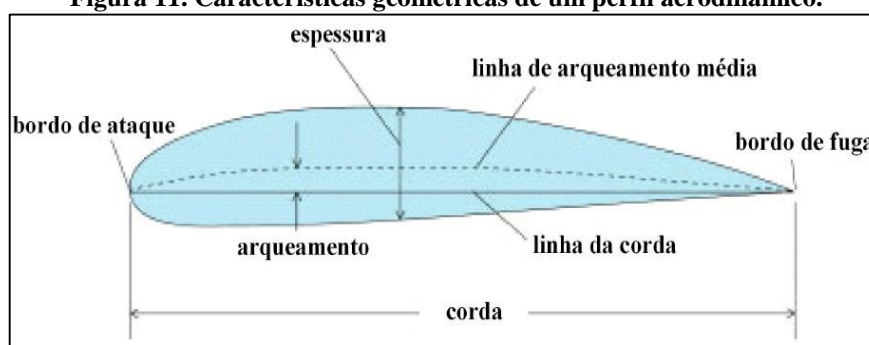
2.2.1 Características Gerais de Perfis Aerodinâmicos

As seções transversais das pás de uma turbina eólica têm a forma de aerofólios. A largura e o comprimento das pás estão diretamente relacionados com o desempenho aerodinâmico, a potência máxima desejada, entre outras propriedades. Dessa forma é importante compreender os conceitos aerodinâmicos relacionados aos aerofólios para se entender como maiores rendimentos podem ser alcançados na produção de energia eólica (MANWELL, J. F., Et al. 2010).

A evolução dos perfis aerodinâmicos se deu pela engajada busca do ser humano em conseguir voar. Após vários anos estudando esse fenômeno, observou-se que a ação aerodinâmica de sustentação dos aerofólios influenciava diretamente na ascensão do voo, assim, a importância de uma boa aerodinâmica tornou-se indispensável. (PEREIRA, R. B. S, Et al, 2015).

Segundo Rodrigues (2013) um perfil aerodinâmico é uma superfície projetada com a finalidade de se obter uma reação aerodinâmica a partir do escoamento do fluido ao seu redor. Os termos aerofólio ou perfil aerodinâmico são empregados como nomenclatura dessa superfície. A figura abaixo representa um perfil aerodinâmico e suas principais dimensões.

Figura 11. Características geométricas de um perfil aerodinâmico.



Fonte: (Rodrigues, 2013).

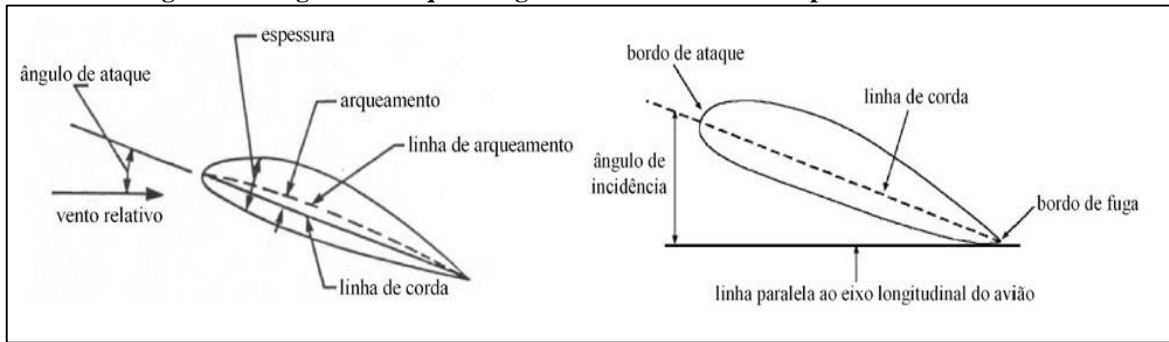
Onde:

- A linha de arqueamento média representa a linha que define o ponto médio entre todos os pontos que formam as superfícies superior e inferior do perfil.
- A linha da corda representa a linha reta que une os pontos inicial e final da linha de arqueamento média.
- A espessura representa a altura do perfil medida perpendicularmente à linha da corda.
- A razão entre a máxima espessura do perfil e o comprimento da corda é chamada de razão de espessura do perfil.
- O arqueamento representa a máxima distância que existe entre a linha de arqueamento média e a linha da corda do perfil.

O ângulo de ataque (α) em aerodinâmica, é o termo utilizado para definir o ângulo formado entre a linha de corda do perfil e a direção do vento relativo (figura 12). Representa um parâmetro que influi decisivamente na capacidade de geração de sustentação do perfil. Normalmente, quando aumentamos o ângulo de ataque a força de sustentação também aumenta, até um certo ponto no qual diminui bruscamente. Esse ponto é conhecido com estol. Neste ponto, também ocorre alterações na magnitude de outra força aerodinâmica conhecida como arrasto, que aumenta bruscamente quando o perfil se encontra em estol.

Outro ângulo comum na definição aeronáutica é conhecido como ângulo de incidência (θ), formado entre a corda do perfil e um eixo de referência, conforme a figura 12.

Figura 12. Ângulo de ataque e ângulo de incidência em um perfil aerodinâmico.



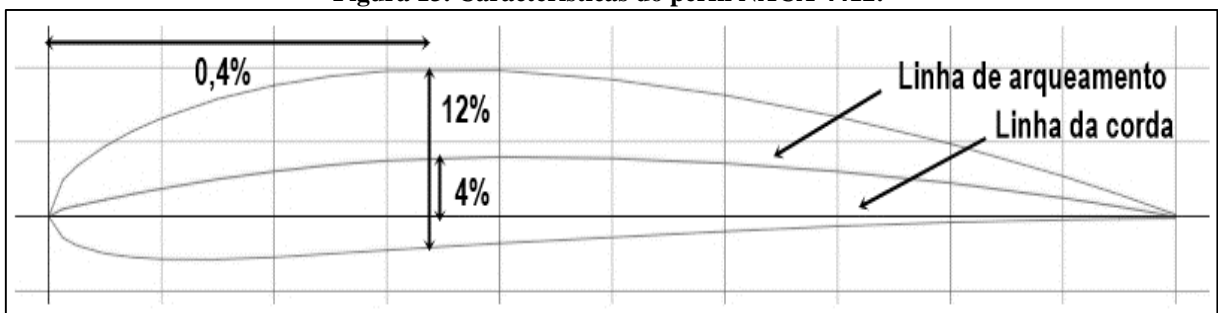
Fonte: (Rodrigues, 2014).

Existem várias famílias de perfis aerodinâmicos, normalmente denominadas segundo a empresa ou laboratório que as desenvolvem. Nos Estados Unidos, por exemplo, a maioria dos perfis aerodinâmicos começaram a ser desenvolvidos a partir de 1929, pelo Comitê Nacional de Aeronáutica (NACA – *National Advisory Committee of Aeronautics*), que foi a agência espacial norte-americana antecessora da NASA (GONZÁLEZ, J. S. Et al, 2007).

Os perfis NACA apresentam diversas classes definidas em função de números que estabelecem sua geometria. As primeiras séries desenvolvidas foram chamadas de “4 dígitos”, logo depois, em 1930, surge a série de “5 dígitos”.

O primeiro dígito da série “4 dígitos” indica o valor máximo da curvatura da corda, em porcentagem. O segundo indica a localização do arqueamento máximo em décimos de corda. Os dois últimos números inteiros indicam a espessura máxima, em porcentagem da corda, conforme a figura 13.

Figura 13. Características do perfil NACA 4412.



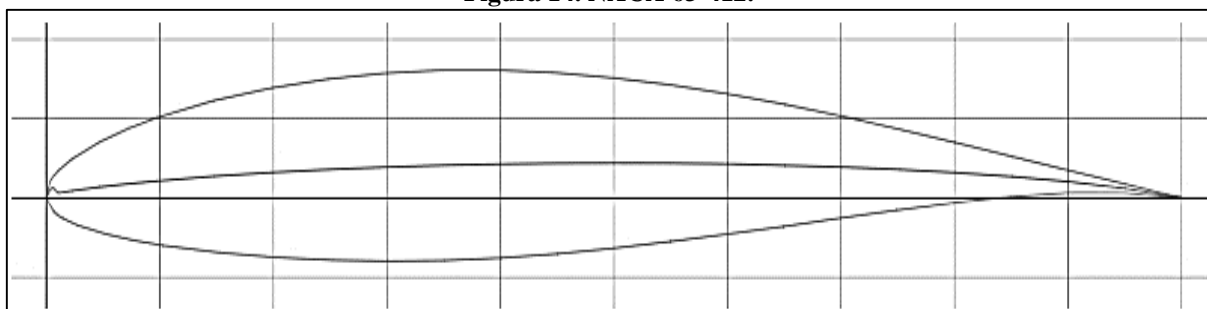
Fonte: Airfoil tools (editado).

A série “5 dígitos” surgiu de estudos empíricos com o objetivo de aumentar o coeficiente de sustentação. Os resultados mostraram que se o perfil fosse modificado de forma que o ponto de curvatura máxima estivesse próximo ao bordado de ataque, um aumento significativo no coeficiente de sustentação era obtido. O primeiro número define a série do perfil (1, 2, 3, 4, 5 ou 6), o segundo dígito é a posição da mínima pressão em décimos da corda. O primeiro dígito após o traço é o valor do coeficiente de sustentação em décimos, o segundo

e terceiro dígitos após o traço representam o coeficiente de espessura do perfil. (Riegels, F. W. 1961).

Assim, como exemplo, o perfil 63-412 pertence a série “NACA 6 dígitos”, a espessura tem distribuição mínima de pressão e, 30% da corda, o coeficiente de sustentação (no ângulo de incidência ideal) é de 0.4 e a espessura máxima do perfil é de 12% da corda.

Figura 14. NACA 63-412.



Fonte: Airfoil tools (editado).

As outras séries têm outras regras, embora em geral se foquem em definir coeficientes de sustentação, localização do ponto de flecha e a espessura máxima.

2.2.2 Forças aerodinâmicas

É uma experiência comum o fato de que um corpo encontra resistência quando é forçado a se mover através de um fluido, especialmente um líquido. Conforme observamos, é muito difícil caminhar dentro da água devido à resistência muito maior que a água oferece ao movimento, quando comparada ao ar. Além disso, também observamos o empurrão que o vento exerce sobre as nossas mãos quando a colocamos levemente inclinada em relação ao escoamento do vento. A força exercida sobre um corpo imerso em um fluido, na direção do escoamento é chamada de força de arrasto, e a força que atua perpendicularmente à direção do escoamento sobre o corpo (como no caso das mãos ao vento) com a tendência de elevar o corpo é chamada de força de sustentação. Ambas as forças, em geral, têm componentes na direção do escoamento, portanto a força de arrasto é devida aos efeitos combinados da pressão e das forças de cisalhamento na parede, na direção do escoamento. As componentes da pressão e forças de cisalhamento na parede na direção normal ao escoamento tendem a mover o corpo nessa direção, sua soma é chamada de sustentação (ÇENGEL, 2012).

Escoamentos externos em torno de corpos imersos em uma corrente de fluido terão efeitos viscosos, ou seja, de cisalhamento e não escorregamento perto das superfícies do corpo. (WHITE, F. M., 2011).

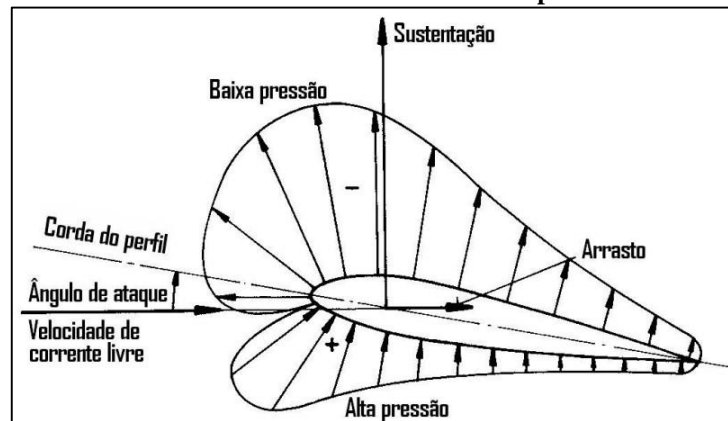
Conforme explicado anteriormente, as forças de arrasto e sustentação surgem a partir de condições de pressão e cisalhamento formadas pelo escoamento sobre o perfil, um parâmetro muito importante que relaciona as forças dinâmicas e as forças de resistência do fluido é conhecido como número de Reynolds, seu entendimento é importante pois uma vez que está relacionado intimamente com as condições que propiciam a formação das forças de arrasto e de sustentação. O número de Reynolds é dado por:

$$R_e = \frac{\rho \cdot v \cdot l}{\mu}$$

Onde:

- ρ é a massa específica do fluido;
- v é a velocidade do escoamento;
- l é a corda do perfil;
- μ é a viscosidade cinemática do fluido.

Figura 15. Forças aerodinâmicas atuantes sobre um aerofólio exposto a uma corrente de ar.



Fonte: PICOLO et al (2014).

O coeficiente de sustentação é usualmente determinado a partir de ensaios em túnel de vento ou sem *softwares* específicos que simulam um túnel de vento. O coeficiente de sustentação representa a eficiência do perfil em gerar a força de sustentação. Perfis com altos valores de coeficiente e sustentação são considerados como eficientes para a geração de sustentação. O coeficiente de sustentação é função do modelo do perfil, do número de Reynolds e do ângulo de ataque e é expresso por.

$$C_L = \frac{F_L}{\frac{1}{2} \rho A U_\infty^2} \quad (1)$$

Onde

- F_L é a força de sustentação;
- ρ é a massa específica do fluido;
- A é a área do rotor, dada por $\pi D^2/4$;
- U_∞ é a velocidade do fluido.

O coeficiente de arrasto, por sua vez, representa a medida da eficiência de um perfil em gerar força de arrasto. Enquanto maiores coeficientes de sustentação são requeridos para um perfil ser considerado eficiente para produção de sustentação, menores coeficientes de arrasto devem ser obtidos, pois perfil com um todo somente será considerado aerodinamicamente eficiente quando produzir grandes coeficientes de sustentação aliados a pequenos coeficientes de arrasto. Podemos expressar o coeficiente de arrasto por:

$$C_D = \frac{F_D}{\frac{1}{2} \rho A U_\infty^2} \quad (2)$$

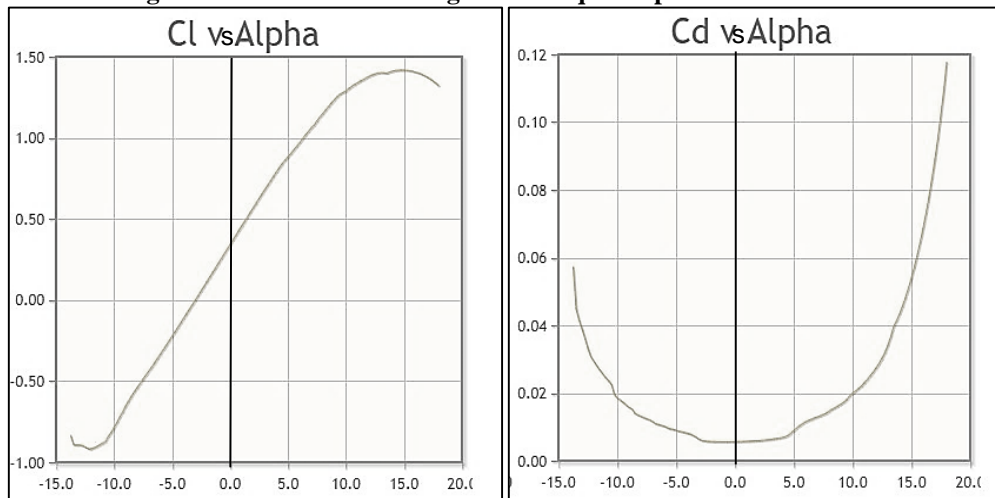
Onde

- F_D é a força de arrasto;
- ρ é a massa específica do fluido;
- A é a área do rotor, dada por $\pi D^2/4$;
- U_∞ é a velocidade do escoamento.

É importante deixar claro que maiores ou menores forças de arrasto dependem da aplicação do perfil aerodinâmico, enquanto os perfis que formam as asas de um avião devem promover baixa força de arrasto durante a maior parte do voo, os aerofólios dos carros, por sua vez, são montados de tal forma que a força resultante aponte para baixo, aumentando a estabilidade do veículo e alta velocidade.

A variação dos coeficientes de sustentação e arrasto em função do ângulo de ataque de um perfil aerodinâmico pode ser observada na figura 16.

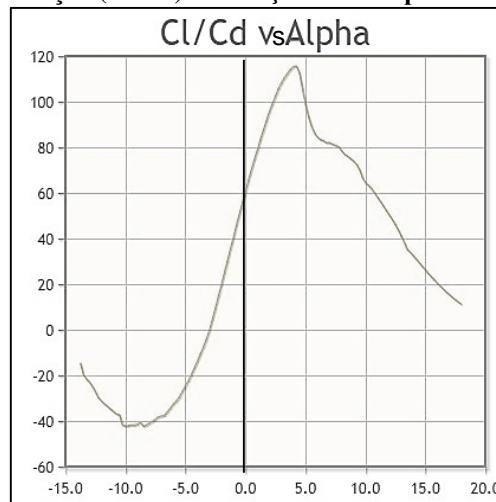
Figura 16. C_l e C_d versus ângulo de ataque do perfil NACA 63-412.



Fonte: Airfoil tools (Editado).

Podemos observar pelos gráficos da figura 16 que o aumento do ângulo de ataque do perfil de uma turbina eólica promove o aumento da sustentação até um certo ponto a partir do qual ocorre a queda desta força ao passo que o arrasto se eleva exponencialmente, porém com um valor muito menor em comparação a força de sustentação. Para simplificar a visualização da variação desses dois coeficientes, é utilizado com bastante frequência a relação C_L/C_D , conforme a figura 17.

Figura 17. Relação (C_l/C_d) em função de α do perfil NACA 63-412.



Fonte: <http://airfoiltools.com>.

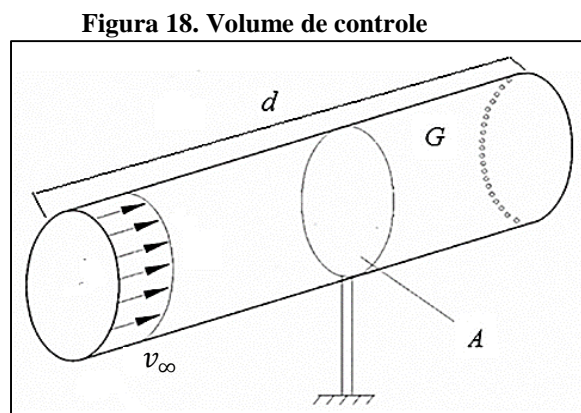
Com isso é possível encontrar o ângulo de ataque onde a relação C_L/C_D é ótima, ou seja, onde o arrasto é mínimo e a sustentação é máxima. Dessa forma é possível definir o ângulo de ataque que o perfil deve operar.

2.2.3 Coeficiente de potência

Outro parâmetro importante conhecido como coeficiente de potência é muito útil para avaliar a capacidade que uma turbina eólica tem em converter a energia cinética do vento em energia mecânica. A energia eólica para geração de energia elétrica é a energia cinética do vento que se desloca a uma velocidade, dada pela equação 3.

$$E = \frac{1}{2} m \cdot v_{\infty}^2 \quad (3)$$

Consideramos um volume de controle formado por uma geometria cilíndrica, conforme a figura 18.



Fonte: PICOLO, A.P et al (2014).

O volume é dado pelo produto da área de seção transversal pelo comprimento do tubo. Considerando que um volume de fluido (V) à uma certa velocidade (v_{∞}) está passando através do tubo em um certo tempo (t), podemos defini-lo pela equação 4.

$$V = \pi \cdot r^2 \cdot v_{\infty} \cdot t \quad (4)$$

A vazão (Q) é definida como a taxa de variação do volume (V) que passa pelo cilindro é dada pela equação 5.

$$Q = \frac{dV}{dt} = \pi \cdot r^2 \cdot v_{\infty} \quad (5)$$

Os escoamentos de gases podem ser considerados, em geral, como aproximadamente incompressíveis se as mudanças de densidade estiverem abaixo de cerca de 5%, que usualmente é o caso quando o número de Mach é menor que 0,3, portanto, os efeitos da compressibilidade do ar podem ser desprezados para velocidades abaixo de cerca de 100 m/s (Çengel, 2011).

$$Ma = \frac{\text{velocidade do escoamento}}{\text{velocidade do som}} \quad (6)$$

Como a velocidade do vento para turbinas eólica encontra-se muito abaixo de 100 m/s, consideramos o fluxo de ar como incompressível e permanente.

Um fluido que escoar para dentro ou para fora de um volume de controle, neste caso através de um tubo apresenta uma vazão em massa diferencial que escoar através de um pequeno elemento de área dA_c , indicado por V_n é expressa pela equação 7:

$$\delta \dot{m} = \rho v_{\infty n} dA_c \quad (7)$$

A vazão em massa através de toda a seção transversal de um tubo é obtida pela integração:

$$\dot{m} = \int \rho v_{\infty n} dA_c \quad (8)$$

Pelo princípio da conservação da massa, onde a transferência total para dentro e para fora de um volume de controle durante um intervalo de tempo Δt é igual à variação total da massa total dentro do volume de controle durante Δt , temos:

$$m_{entra} - m_{sai} = \frac{dm_{vc}}{dt} \quad (9)$$

A conservação geral afirma que a taxa de variação no tempo da massa dentro do volume de controle mais a vazão total de massa da superfície de controle é igual a zero, conforme a equação 10.

$$\frac{d}{dt} \int \rho dV + \int \rho (\vec{V} \cdot \vec{n}) dA = 0 \quad (10)$$

Dividindo a integral da superfície em duas partes, uma para o escoamento de saída (positivo) e outra para o escoamento de entrada (negativo), temos que a relação geral da conservação de massa também pode ser expressa como:

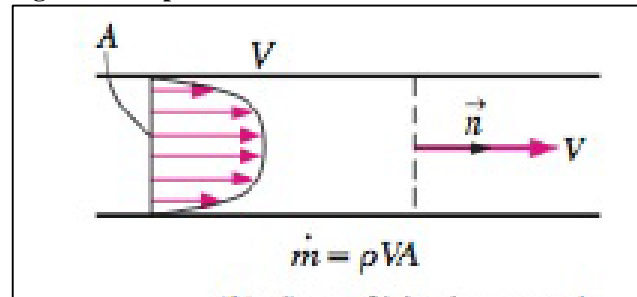
$$\frac{d}{dt} \int \rho dV + \sum_{sai} \int \rho V_n dA - \sum_{entra} \int \rho V_n dA = 0 \quad (11)$$

Usando a definição da vazão em massa, a equação também pode ser expressa como:

$$\frac{dm_{vc}}{dt} = \sum_{entra} \dot{m} - \sum_{sai} \dot{m} \quad (12)$$

Como a superfície de controle para o volume de controle é normal ao escoamento em todos os locais nos quais ela cruza o escoamento do fluido, o produto escalar $\vec{V} \cdot \vec{n}$ torna-se simplesmente a intensidade da velocidade e a integral $\int \rho(\vec{V} \cdot \vec{n})dA$ torna-se simplesmente ρVA .

Figura 19. Superfície de controle normal ao escoamento.



Fonte: Çengel (2011).

Logo, a vazão em massa através do volume de controle é dada pela equação 13.

$$\dot{m} = \frac{dm}{dt} = \rho \cdot v_{\infty} \cdot \pi \cdot r^2 \quad (13)$$

Reescrevemos a energia cinética como:

$$E = \frac{1}{2} \rho \cdot \pi \cdot r^2 \cdot v_{\infty}^3 \cdot t \quad (14)$$

A potência é definida como a taxa de variação da energia, portanto, derivando a equação da energia cinética obtemos.

$$P = \frac{dE}{dt} = \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot \pi \cdot r^2 \cdot v_{\infty}^3 \quad (15)$$

A equação acima representa a potência disponível pelo vento que passa através da área circular varrida pelas pás de uma turbina eólica. A equação nos revela que a potência é fortemente dependente da velocidade do vento, uma vez que (v) se eleva ao cubo na equação.

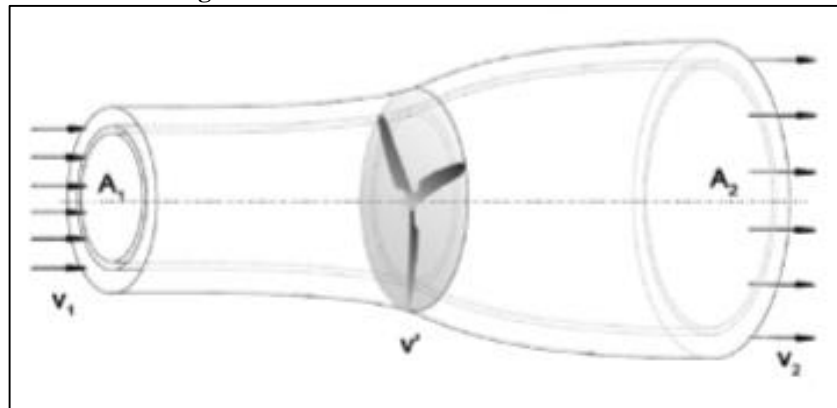
Quando relacionamos a potência extraída do vento pela turbina e a potência disponível pelo vento, obtemos um parâmetro conhecido como coeficiente de potência (C_p).

$$C_P = \frac{\text{Potência extraída}}{\text{Potência disponível}} \quad (16)$$

A potência disponível pelo vento, porém, não pode ser totalmente aproveitada pela turbina eólica para a geração de potência. Em 1919, o físico alemão Albert Betz demonstrou cientificamente que a eficiência das turbinas eólicas na extração da energia disponibilizada pelo fluxo de ar está limitada (L.S. Silva, Et al, 2009).

A questão é a quantidade de energia mecânica que pode ser extraída da corrente de ar livre de fluxo por uma turbina eólica. Como a energia mecânica só pode ser extraída com o custo da energia cinética contida no vento, o que significa que, com um fluxo de massa inalterada, a velocidade do escoamento por trás do conversor de energia eólica deve diminuir. Reduzir a velocidade, no entanto, significa ao mesmo tempo um aumento da seção transversal enquanto o mesmo fluxo de massa deve passar através dele.

Figura 20. tubo de corrente através do rotor.



Fonte: PICOLO, et al (2014).

A energia mecânica extraída da corrente de ar corresponde à diferença entre a potência do fluxo de ar antes e depois do rotor.

$$P = \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot A_1 \cdot v_{1\infty}^3 - \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot A_2 \cdot v_{2\infty}^3 \quad (17)$$

$$P = \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot (A_1 \cdot v_{1\infty}^3 - A_2 \cdot v_{2\infty}^3) \quad (18)$$

Considerando um escoamento em regime permanente e incompressível, de acordo com a equação da continuidade, para manter o mesmo fluxo de massa deve haver uma mudança na velocidade v .

$$\rho v_{1\infty} A_1 = \rho v_{2\infty} A_2 \quad (19)$$

Com isso, encontra-se a equação 20.

$$P = \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot v_{1\infty} \cdot A_1 \cdot (v_{1\infty}^2 - v_{2\infty}^2) \quad (20)$$

A partir da equação 18 podemos constatar que se a velocidade após o rotor for zero, a potência extraída será máxima, ou seja, todo o ar é retido no aerogerador. No entanto, este resultado não faz sentido fisicamente. Se a velocidade após o rotor for zero, então a velocidade de entrada também deve tornar-se zero, o que implica que não haveria mais fluxo através do rotor. Então o resultado fisicamente significativo consiste em uma determinada relação numérica de v_2/v_1 onde a extração da energia é máxima.

Sabe-se que a velocidade referente ao máximo de potência extraída é um valor entre v_1 e v_2 . Este valor pode ser calculado se a velocidade do rotor v' for conhecida. Assim, a velocidade de fluxo através do conversor é igual a média aritmética de v_1 e v_2 .

$$v' = \frac{v_1 + v_2}{2} \quad (21)$$

Inserindo v' na equação 20, tem-se

$$P = \frac{1}{2} \rho \cdot A \cdot v_{1\infty}^3 \left\{ \frac{1}{2} \left[1 + \frac{v_{2\infty}}{v_{1\infty}} \right] \left[1 - \left(\frac{v_{2\infty}}{v_{1\infty}} \right)^2 \right] \right\} \quad (22)$$

O termo em colchetes é o coeficiente de potência C_p escrito de outra forma, é a potência mecânica extraída pela turbina e a potência da corrente de ar não perturbada. O coeficiente de potência e a potência só dependem da relação entre as velocidades do ar antes e depois de passar pelo rotor. Esse coeficiente de potência atinge o valor máximo quando a relação entre as velocidades v_2/v_1 for igual a 1/3. Betz foi o primeiro a obter este resultado e por causa disso é muitas vezes é chamado de “Fator Betz”.

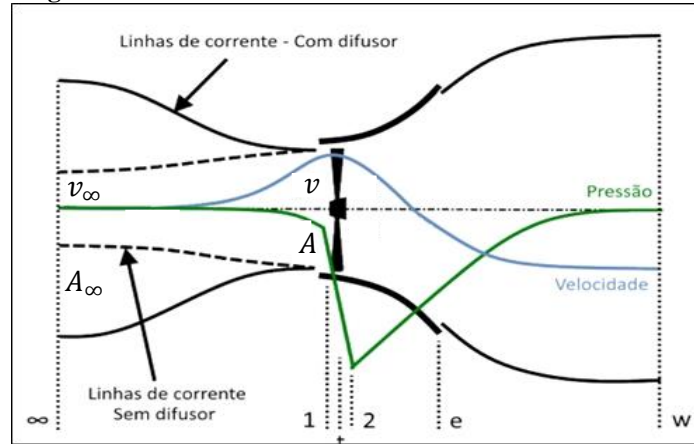
$$C_{p\text{máx}} = \frac{16}{27} = 0,593 \quad (23)$$

2.3 DIFUSORES DE TURBINAS EÓLICAS

Segundo Nunes (2017), os difusores têm como principal objetivo aumentar o fluxo de massa na entrada do rotor. Para tanto, eles utilizam o campo de pressão gerado devido a sua presença para aumentar a velocidade do escoamento antes do rotor.

É possível exceder o limite de Betz equipando a turbina eólica com um difusor. A análise em 2D de um difusor pode ser feita considerando dois perfis aerodinâmicos em torno do rotor, conforme a figura 21.

Figura 21. Pressão e velocidade através do difusor.



Fonte: NUNES, M. M. (2017).

A velocidade axial no plano do rotor é denotada por v , e ε é a razão entre a velocidade no plano v e a velocidade inicial do escoamento não perturbado v_∞ , $\varepsilon = v/v_\infty$. O coeficiente de potência para um rotor com difusor é dado por:

$$C_{p,d} = \frac{P}{0,5\rho v_\infty^3 A} = \frac{T.V}{0,5\rho v_\infty^2 \frac{v_\infty}{v} vA} = C_T \varepsilon \quad (24)$$

A equação do coeficiente de potência de uma turbina eólica sem difusor é dada por:

$$C_p = C_T(1 - a) \quad (25)$$

Combinando as equações 24 e 25, temos:

$$\frac{C_{p,d}}{C_p} = \frac{\varepsilon}{(1 - a)} \quad (26)$$

Além disso, as seguintes equações são válidas para o fluxo de massa através da turbina com e sem difusor (\dot{m} e \dot{m}_d) respectivamente.

$$\frac{\dot{m}}{\rho V_0 A} = \frac{\rho(1 - a)V_0 A}{\rho V_0 A} = 1 - a \quad (27)$$

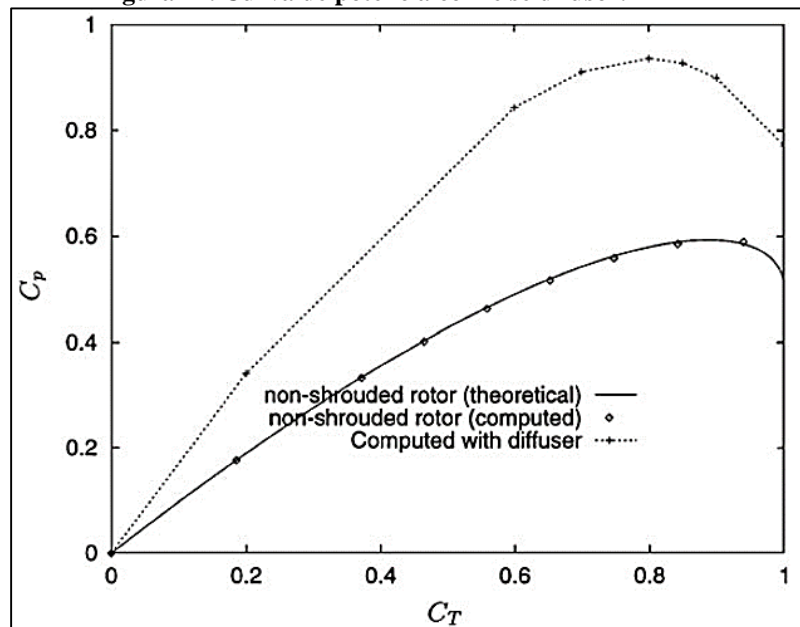
$$\frac{\dot{m}_d}{\rho V_0 A} = \frac{\rho V A}{\rho V_0 A} = \epsilon \quad (28)$$

Combinando as equações 27 e 28, temos:

$$\frac{C_{p,d}}{C_p} = \frac{\dot{m}_d}{m} \quad (29)$$

A equação 29 mostra que o relativo aumento do coeficiente de potência é proporcional ao coeficiente entre as vazões mássicas através da turbina com e sem o difusor.

Figura 22. Curva de potência com e se difusor.



Fonte: HANSEN (2008).

Os resultados dependem da geometria real do difusor, ou seja, na quantidade de sustentação que pode ser gerada pelo perfil do difusor.

2.4 MÉTODO NUMÉRICO

Segundo MALISKA (2010), o uso de técnicas numéricas para solução de complexos problemas da engenharia e da física é, hoje, uma realidade, graças ao desenvolvimento de computadores de alta velocidade e de grande capacidade de armazenamento. Em função dessa disponibilidade computacional, que cresce exponencialmente, o desenvolvimento de algoritmos para a solução dos mais diversos problemas têm recebido enorme atenção pelos analistas numéricos.

A área da matemática que trata da concepção de processos numéricos e estuda sua execução para encontrar aproximações à solução do modelo matemático denomina-se análise numérica. A análise numérica tem sua importância centrada no fato de que, mesmo quando a solução analítica é difícil de ser obtida, as técnicas numéricas podem ser empregadas sem maiores dificuldades com o auxílio de um computador (RUGGIERO, M. A. G. Et al, 1994).

As fases na solução de problemas físicos podem, de modo geral, seguir os seguintes passos: **Problemas físico, modelagem, modelo matemático, resolução e solução.**

A partir do problema físico, com emprego de leis de conservação (quantidade de movimento, massa, energia etc.), de relações constitutivas, modelos de turbulência etc., e das condições de contorno, chega-se a um modelo matemático. Feita a modelagem matemática, a fase seguinte consiste na resolução do modelo; mostrar se ele tem solução ou não e se a sua solução é única ou não integra a fase de resolução. Feito ou admitido isso, resolver o modelo matemático numericamente significa obter uma solução, mesmo que aproximada, exclusivamente por processos numéricos (SPERANDIO, 2003).

Segundo SPERANDIO, DÉCIO (2003), o método numérico um conjunto de procedimentos utilizados para transformar um modelo matemático num problema numérico ou um conjunto de procedimentos usados para resolver um problema numérico. A escolha do método mais eficiente para resolver um problema numérico deve envolver os aspectos:

- (i) Precisão desejada para os resultados;
- (ii) Capacidade do método em conduzir aos resultados desejados (velocidade de convergência), e
- (iii) Esforço computacional despendido (tempo de processamento, economia de memória necessária para a resolução).

Uma das ideias fundamentais do cálculo numérico é a da iteração ou aproximação sucessiva. Num sentido amplo, iteração significa a repetição de um processo. Grande parte dos métodos numéricos é iterativa. Um método iterativo se caracteriza por envolver os seguintes elementos constitutivos:

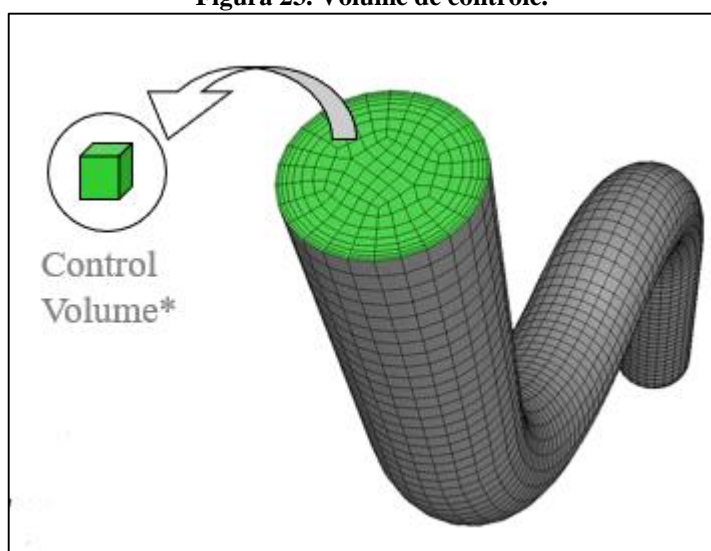
- (i) **Tentativa inicial:** consiste em uma primeira aproximação para a solução desejada do problema numérico.
- (ii) **Equação de recorrência:** equação por meio da qual, partindo-se da tentativa inicial, são realizadas as iterações ou as aproximações sucessivas para a solução desejada.
- (iii) **Teste de parada ou critério de parada:** é o instrumento por meio do qual o procedimento iterativo é finalizado.

O método dos volumes finitos foi introduzido na década de 1970 por MacDonald, MacComarck e Paullay e historicamente têm sido o método preferido pelos cientistas e engenheiros que trabalham com a mecânica dos fluidos (Juan Osses ESS, 2016).

O método dos volumes finitos baseia-se na decomposição do domínio em questão de pequenos volumes de controle que formam a malha numérica do domínio. A malha numérica é o conjunto dos pequenos volumes de controle que estão interligados entre si através de nós presentes nos vértices de cada elemento que podem ser na forma tetraédrica ou prismática, para modelos em 3D.

As equações diferenciais de massa, quantidade de movimento e energia são resolvidas numericamente através variáveis a serem resolvidas, que se encontram nos vértices ou no centro dos volumes de controle.

Figura 23. Volume de controle.



Fonte: ANSYS Training Manual.

A dinâmica dos fluidos computacional (*Computational Fluid Dynamics - CFD*) é um ramo da mecânica dos fluidos que utiliza os métodos numéricos aplicados a volumes finitos (MEV) para resolver e analisar problemas de escoamento, como transferência de calor, a transferência de massa, as reações químicas, e todos os fenômenos relacionados através da resolução das equações de transporte que governam estes processos utilizando técnicas numéricas, como a de volumes finitos (MALISKA, 2004).

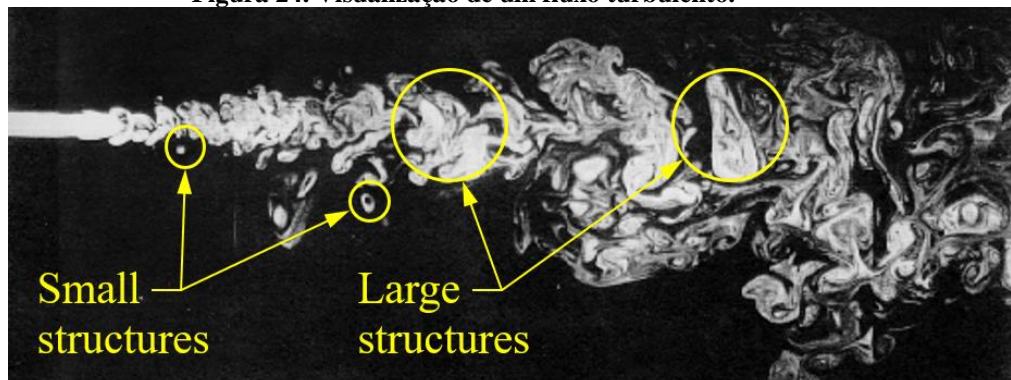
O modelo computacional baseia-se na solução de equações de Navier-Stokes com médias de Reynolds (RANS) para escoamentos compressíveis e incompressíveis utilizando um método de volumes finitos com malha não estruturada.

A dinâmica dos fluidos computacional é uma ferramenta que contribui para o complemento de resultados experimentais, e ao mesmo tempo servindo de uma alternativa economicamente viável, de experimentos que envolvem o escoamento de fluidos em Turbomáquinas. Tal abordagem é utilizada com o intuito de promover a redução do tempo e custo de desenvolvimento de protótipos e estudo de condições de operação. Quando comparado a abordagem experimental, o mesmo favorece a vantagem de resolução de problemas complexos geometricamente e matematicamente de forma confiável e rápida que seriam difíceis de solucionar de forma analítica.

2.4.1 Modelagem de turbulência

A turbulência está largamente presente na natureza, percebe-se facilmente a instabilidade do escoamento em fenômenos como cursos de rios, quedas da água e formação de nuvens. A turbulência do escoamento é caracterizada pela flutuação de velocidade em todas as direções em milhares de graus de liberdade. A resolução das equações de *Navier-Stokes* em um escoamento turbulento é extremamente complexa, pois essas equações são elípticas, não lineares e acopladas (KROGSTAD, P. A., et al, 2011).

Figura 24. Visualização de um fluxo turbulento.



Fonte: ANSYS Training Manual 2009.

Não há uma definição básica para um escoamento turbulento, mas há uma série de características tais como irregularidade, difusividade, rotacionalidade e tridimensionalidade, além de que a turbulência acontece em altos números de Reynolds e tem um largo espectro de energia.

Segundo SARGHINI, F. (1999), soluções numéricas para problemas de escoamento turbulento podem ser conseguidas através de vários níveis de aproximação, adotando-se maior ou menor descrição no detalhamento das características do escoamento. Atualmente existe uma grande quantidade de modelos de turbulência disponível. Porém, apesar de muita pesquisa no

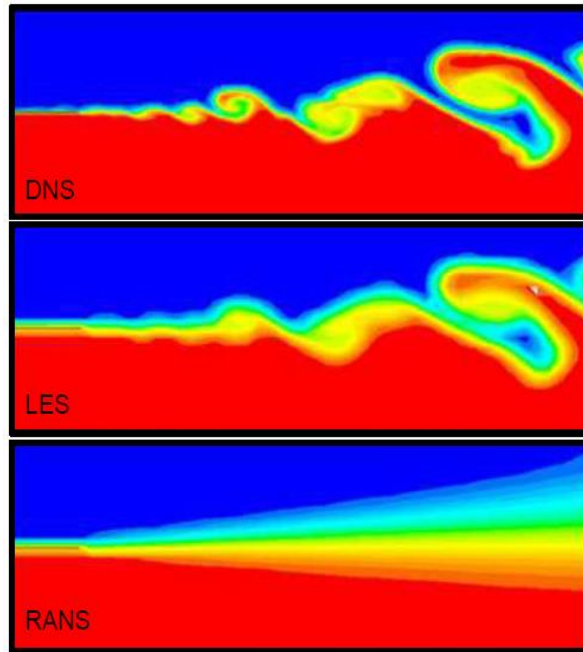
campo da turbulência, não há nenhum modelo de turbulência que possa ser aplicado adequadamente a todos os tipos de escoamento. A modelagem da turbulência pode ser dividida nos seguintes campos primários, de acordo com a exigência computacional.

1. Simulação Numérica Direta (DNS – *Direct Numerical Simulation*): neste modelo as equações de *Navier-Stokes* tridimensionais e transientes são resolvidas sem modelagem, em malhas bastante refinadas com passos de tempo bem pequenos, a fim de capturar toda a gama de escalas turbulentas. O elevado número de graus de liberdade, para números de Reynolds de interesse prático, limita assim a utilização desta metodologia à escoamentos com baixos números de Reynolds.
2. Simulação Numérica de Grandes Escalas (LES – *Large Eddy Simulation*): Nessa técnica, as grandes escalas, consideradas como os turbilhões que contém energia, são calculadas diretamente e para as pequenas escalas utilizam-se modelos de escala sub-malha. Neste caso, a formulação é necessariamente transiente e tridimensional. A LES é conduzida tal como a técnica DNS, com discretizações espaciais e temporais bastante refinadas, onde são resolvidas as equações instantâneas de Navier-Stokes.
3. Simulação numérica de escoamento turbulento via equações de médias de Reynolds (RANS – *Reynolds Averaged Navier-Stokes*): as equações da técnica são obtidas através de um conjunto de médias de equações de *Navier-Stokes* e da continuidade. O elemento crítico da modelagem RANS é a representação das tensões turbulentas que descrevem os efeitos das flutuações turbulentas de pressão e velocidades

Embora as técnicas RANS e LES apresentem simplificações na modelagem da turbulência, eles ainda são os que apresentam maior aplicabilidade em problemas de engenharia. De fato, o recurso computacional ainda é um limitante em simulações computacionais, que faz com que as técnicas RANS e LES sejam mais usadas na Dinâmica dos Fluidos Computacional.

A figura a seguir apresenta a diferença entre as técnicas de resolução de turbulência.

Figura 25. Diferença entre as técnicas de modelagem de turbulência.



Fonte: ANSYS Training Manual 2009.

De acordo com a figura 25 a física do escoamento é captada em todas as escalas no modelo DNS, já no modelo LES podemos ver que a representação é fiel nas escalas maiores. Por sua vez na modelagem RANS todas as informações espectrais são perdidas. Mesmo sendo incapaz de captar perfeitamente todas as informações do escoamento a técnica RANS ainda é mais comum em CFD. Tratando-se de problemas de engenharia, nem sempre é necessário resolver com detalhamento as flutuações de turbulência. É importante conhecer o efeito da turbulência no escoamento médio e então utilizar a técnica mais adequada para o problema.

2.4.2 Equações governantes

- *Equação da continuidade*

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \vec{\nabla}(\rho \vec{V}) = 0 \quad (30)$$

Onde

$$\vec{\nabla}(\rho \vec{V}) = \frac{\partial}{\partial x}(\rho \mu) + \frac{\partial}{\partial y}(\rho \mu) + \frac{\partial}{\partial z}(\rho \mu) \quad (31)$$

Logo, a equação compressível da continuidade em coordenadas cartesianas é dada por

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x}(\rho \mu) + \frac{\partial}{\partial y}(\rho \mu) + \frac{\partial}{\partial z}(\rho \mu) = 0 \quad (32)$$

- *Equação da conservação do momento linear*

Equação de Navier-Stokes incompressível com viscosidade constante

$$\rho \frac{D\vec{V}}{Dt} = -\vec{\nabla}P + \rho\vec{g} + \mu\nabla^2\vec{V} \quad (33)$$

Onde

$$\nabla^2 = \frac{\partial^2}{\partial x^2} + \frac{\partial^2}{\partial y^2} + \frac{\partial^2}{\partial z^2} \quad (34)$$

Em coordenadas cartesianas:

Componente x da equação de Navier-Stokes incompressível:

$$\rho \left(\frac{\partial u}{\partial t} + u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} + w \frac{\partial u}{\partial z} \right) = -\frac{\partial P}{\partial x} + \rho g_x + \mu \left(\frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial z^2} \right) \quad (35)$$

Componente y da equação de Navier-Stokes incompressível:

$$\rho \left(\frac{\partial v}{\partial t} + u \frac{\partial v}{\partial x} + v \frac{\partial v}{\partial y} + w \frac{\partial v}{\partial z} \right) = -\frac{\partial P}{\partial y} + \rho g_y + \mu \left(\frac{\partial^2 v}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial z^2} \right) \quad (36)$$

Componente z da equação de Navier-Stokes incompressível:

$$\rho \left(\frac{\partial w}{\partial t} + u \frac{\partial w}{\partial x} + v \frac{\partial w}{\partial y} + w \frac{\partial w}{\partial z} \right) = -\frac{\partial P}{\partial z} + \rho g_z + \mu \left(\frac{\partial^2 w}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial z^2} \right) \quad (37)$$

2.4.3 Equações de Médias de Reynolds (RANS)

As equações para valores médios do escoamento são obtidas aplicando-se a decomposição de Reynolds às equações de Navier-Stokes. Esta decomposição descreve os valores instantâneos das variáveis do movimento turbulento como uma variação randômica em torno dos valores médios (SARGHINI, F., 1999).

$$u = \bar{u}_i + u'_i \quad (38)$$

$$p = \bar{p} + p' \quad (39)$$

Generalizando,

$$\phi = \bar{\phi} + \phi' \quad (40)$$

Onde a barra sobre a incógnita indica o valor médio e a aspa indica a flutuação instantânea em torno da média. Define-se o operador da média como:

$$\bar{\phi} = \frac{1}{\Delta t} \int \phi dt \quad (41)$$

Sendo a média das flutuações nula, pela própria definição,

$$\bar{\phi}' = 0 \quad (42)$$

As equações de Reynolds (equações de Navier-Stokes com média de Reynolds, também conhecidas como RANS – *Reynolds Averaged Navier-Stokes*) são obtidas a partir das equações de Navier-Stokes para fluidos incompressíveis substituindo os valores instantâneos das variáveis pelos valores médios mais suas flutuações e avaliando-se as médias temporais das equações. Desta forma as equações da continuidade e quantidade de movimento linear obtidos são:

$$\frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_i} = 0 \quad (43)$$

$$\frac{\partial \bar{u}_i}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j} (\bar{u}_j \bar{u}_i) = \bar{f}_i + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[-\frac{\bar{p}}{\rho} \delta_{ij} + \nu \left(\frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \bar{u}_j}{\partial x_i} \right) - \overline{u'_i u'_j} \right] \quad (44)$$

Sendo u_i a velocidade, x a coordenada espacial, t o tempo, f a força de campo, p a pressão, ρ é a massa específica, δ_{ij} o operador delta de Kronecker e $\nu = (\mu/\rho)$ a viscosidade cinemática. O lado esquerdo da Equação (58) representa a variação temporal da quantidade de movimento, devido ao regime transiente e a convecção no escoamento médio. Esta variação é equilibrada pela força de campo média, a média do gradiente de pressão, as tensões viscosas e as tensões viscosas aparentes ($-\overline{u'_i u'_j}$), devido às flutuações no campo de velocidades, geralmente conhecidas como tensões turbulentas ou de Reynolds (LIMA, L. E. M. et al, 2014)

2.5 PLATAFORMA ARDUINO

Arduino é uma plataforma de prototipagem de código aberto (*opensource*) criada em 2005 pelo italiano Massimo Banzi, entre outros colaboradores, para auxiliar o ensino de eletrônica para estudantes de design e artistas. O objetivo principal foi de criar uma plataforma de baixo custo, para que os estudantes ou pessoas comuns pudessem desenvolver seus protótipos com o menor custo possível (EMBARCADOS, 2013).

O Arduino é descrito pelos seus construtores como “uma plataforma eletrônica de código aberto baseada em *hardware* e *software* fáceis de usar. Placas Arduino são capazes de ler entradas (*input*), que podem ser um sensor, um botão ou uma mensagem no Twitter, e transformá-lo em uma saída (*output*), ativando um motor, ligando um LED ou publicando algo online. Você pode dizer à sua placa o que fazer enviando um conjunto de instruções para o microcontrolador na placa. Para isso, você usa a linguagem de programação Arduino (Baseada em *Wring*), e interface de software (*IDE*) baseados na linguagem *Processing* (ARDUINO, 2013).

As suas características, e uma ativa comunidade na internet, lhe têm garantido um forte crescimento na sua base de usuários. O site do Arduino, disponível em <https://www.arduino.cc> oferece um excelente suporte ao sistema, com seções de referência, e inclui uma seção denominada “*Playground*”, em que conceitos de programação e de circuitos são explicados de forma simplificada. (OLIVEIRA, 2015).

Em função da característica *open source* a placa Arduino pode ser encontrada sob diversas formas, desenvolvidos pela comunidade em todas as partes do mundo. Entre elas destacam-se os modelos: *Uno*, *Duemilanove*, *Mega*, *Nano*, *Due*, *Leonardo*, etc. As características do Arduino Uno serão detalhadas a seguir, visto que foi utilizado este modelo no desenvolvimento deste trabalho.

Figura 26. Arduino UNO R3.

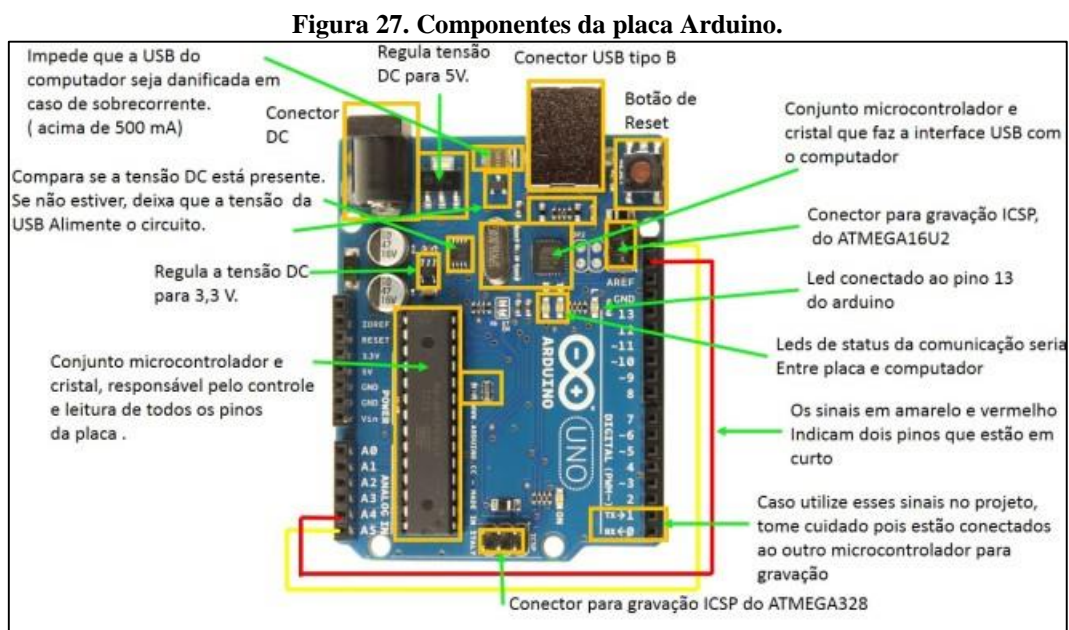


Fonte: <https://www.arduino.cc/>

O Arduino Uno R3 costuma ser a primeira opção para quem vai iniciar projetos em prototipagem, uma vez que ele possui um bom número de portas disponíveis e grande compatibilidade com os Shields disponíveis no mercado. As portas disponíveis no modelo Uno são (EMBARCADOS, 2013):

- **14 pinos de entrada e saída digital (pino0-13):** estes pinos podem ser utilizados como entradas ou saídas digitais de acordo com a necessidade do projeto. As portas 3, 5, 6, 9, 10 e 11 podem ser usadas como saídas PWM de 8 bits.
- **Seis pinos de entrada analógica (pinos A0-A5):** são dedicados a receber valores analógicos, por exemplo, a tensão de um sensor de temperatura. Os valores analógicos recebidos devem estar em uma faixa de 0 a 5V que serão convertidos, por um conversor AD integrado, para valores na faixa de 0 a 1023, correspondendo a uma resolução de 10 bits.

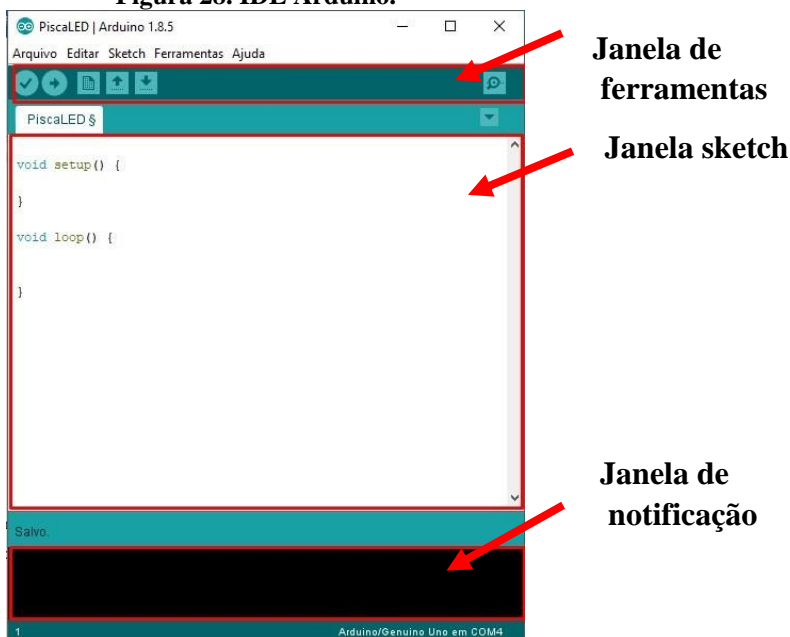
A alimentação da placa pode ser feita a partir da porta USB ou através de um adaptador AC em uma faixa de 9 a 12V. Em resumo as características, a figura a seguir apresenta e aponta todas as partes integrantes da placa Arduino Uno.



Fonte: <https://www.embarcados.com.br/arduino-primeiros-passos/>

Assim como o *hardware*, o *software* do Arduino é de código aberto e pode ser baixado gratuitamente na internet. Os programas são descritos no ambiente de desenvolvimento (IDE) para Arduino. O IDE fornece tudo o que é necessário para programa-lo, incluindo vários exemplos de programas comuns, tais como LED'S, telas de LCD e sensores de vários tipos. (EVANS, 2013).

Figura 28. IDE Arduino.



Fonte: Arduino.cc.

O IDE é dividido em três partes: a janela de ferramentas localizada no topo, a janela *sketch* onde o código é inserido, e a janela de notificação, localizada na base.

No topo da janela de ferramentas há uma barra de menus, com os itens: **Arquivo**, **Editar**, **Sketch**, **Ferramentas** e **Ajuda**. Logo abaixo, são identificados um conjunto de guias: **Verificar**, **Carregar**, **Novo**, **Abrir**, **Salvar** e **Serial Monitor**. No meio, a **janela sketch** é o local onde inserimos o código de comando da placa Arduino. E por fim, a janela de notificação é o local onde mensagem de alerta, caso alguma linha de código esteja incorreta ou o Arduino identifique.

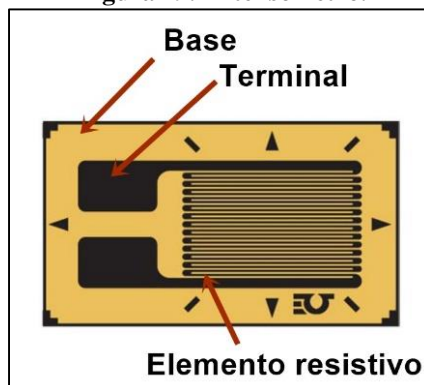
2.6 EXTENSÔMETRIA

Segundo Oliveira (2015), a extensometria é uma técnica que utiliza extensômetros elétricos, também conhecidos como *strain gauges*, para medir a deformação de uma região superficial de uma peça, sendo frequentemente utilizada como elemento fundamental de outros instrumentos.

O princípio de funcionamento desse transdutor é a variação de sua resistência elétrica que consiste em uma resistência elétrica que tem propriedade de medir a deformação ocorrida no material sobre o qual é devidamente colado. Como o auxílio de instrumentação adequada, consegue-se medir-se a variação da resistência do extensômetro quando este é sujeito a um carregamento. (BERNARDO, 2011).

Os extensômetros podem ser de variadas formas e tamanhos, dependendo do tipo e do tamanho da peça a ensaiar, do espaço disponível para sua colocação, das variações de temperatura, entre outros.

Figura 29. Extensômetro.



Fonte: CIMM (adaptada).

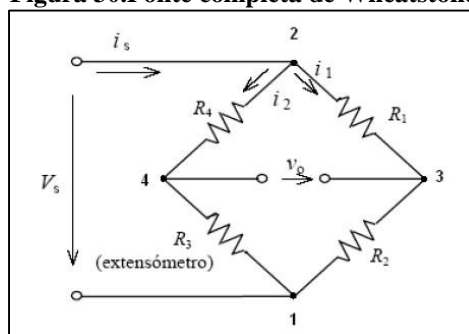
Considerando um material condutor de comprimento L e seção transversal S , sabendo que a resistência elétrica do condutor R , é proporcional ao seu comprimento e inversamente proporcional à sua seção transversal, temos.

$$R = \sigma \frac{l}{S} \quad (45)$$

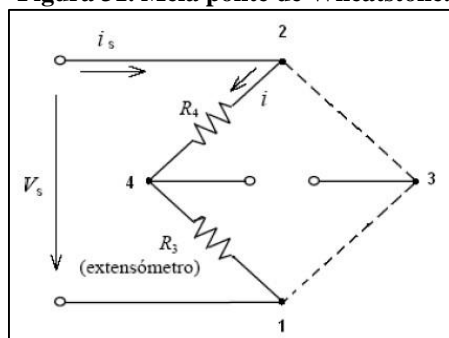
Onde σ representa a resistividade elétrica, assim quando o material condutor é submetido a uma força longitudinal, ocorre uma deformação no condutor que irá provocar uma variação em L , S e ρ permitindo assim conhecer a variação da resistência elétrica do condutor.

Assim, os extensômetros são colados na peça a ser ensaiada com objetivo de assumir a mesma deformação do material, por esse motivo a cola utilizada para fixar o extensômetro deve ter um baixo nível de rigidez, de forma a não interferir na deformação do material colado.

Segundo Bernardo (2011), para medir o valor da variação da resistência dos extensômetros recorre-se a circuitos elétricos sensíveis à variação de corrente através de extensômetros, ou a variação de tensão nos seus terminais, fornecendo assim uma indicação de variação da resistência. Da conhecida Lei de Ohm, foi deduzida um conjunto de circuitos com 4 resistências chamado de Ponte de Wheatstone. Os circuitos utilizados são a ponte completa, formada por quatro resistências, (Figura 43), a meia ponte (Figura 44) e a ponte simples, formada por uma resistência.

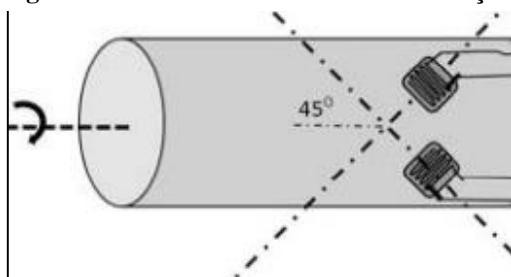
Figura 30. Ponte completa de Wheatstone.

Fonte: Bernardo, 2011.

Figura 31. Meia ponte de Wheatstone.

Fonte: Bernardo, 2011.

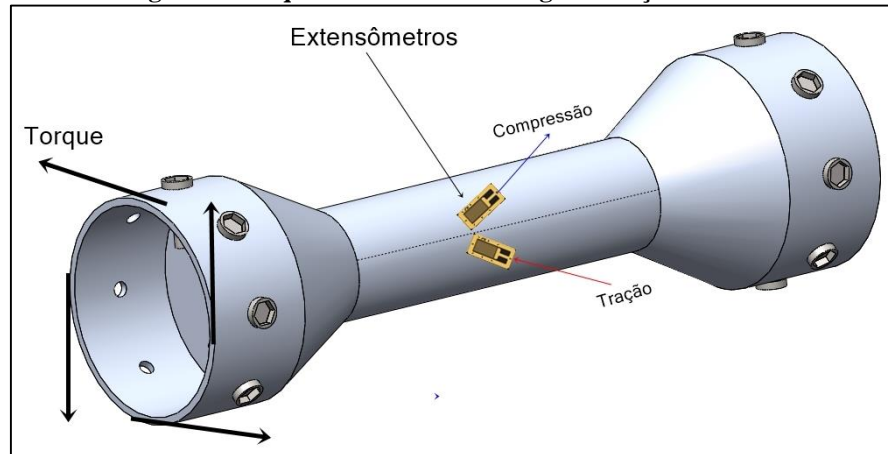
O tipo de ponte utilizado neste trabalho é do tipo completa. O conjunto de dois extensômetros duplos está posicionado no eixo da turbina, o qual é torcionado quando a hélice da turbina rotaciona pela força do vento.

Figura 32. Extensômetros em eixo sob torção.

Fonte: Bernardo (2011).

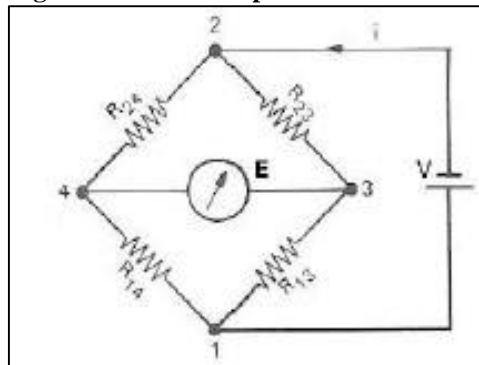
De acordo com a mecânica dos sólidos sabe-se que em qualquer seção transversal de um eixo, a tensão de cisalhamento máxima ocorre na superfície externa do eixo sujeito à torção. A distribuição da força de cisalhamento irá gerar no material tensões de tração e compressão que atuam durante a aplicação do torque. A máxima tensão ocorre à 45° em relação ao eixo axial do rotor. São nessas configurações que se encontram os extensômetros colados na superfície da célula de carga.

Figura 33. Esquema da célula de carga de torção.



Fonte: autoria própria.

Figura 34. Ponte completa de Wheatstone.



Fonte: Borges, et al (2015).

O cálculo da tensão de saída deste circuito pode ser encontrado através da aplicação das leis de Ohm e Kirchoff.

$$E = V \left(\frac{R_{24}}{R_{14} + R_{24}} - \frac{R_{23}}{R_{13} + R_{23}} \right) \quad (46)$$

A ocorrência de uma deformação do extensômetro gera variação na resistência do circuito, que também causa uma variação na tensão de saída (E), dessa forma:

$$\Delta E = V \left(\frac{R_{24} \cdot R_{23}}{(R_{24} + R_{23})^2} \right) \cdot \left(\frac{\Delta R_{23}}{R_{23}} - \frac{\Delta R_{13}}{R_{13}} + \frac{\Delta R_{24}}{R_{14} + R_{24}} - \frac{\Delta R_{23}}{R_{13} + R_{23}} \right) \quad (47)$$

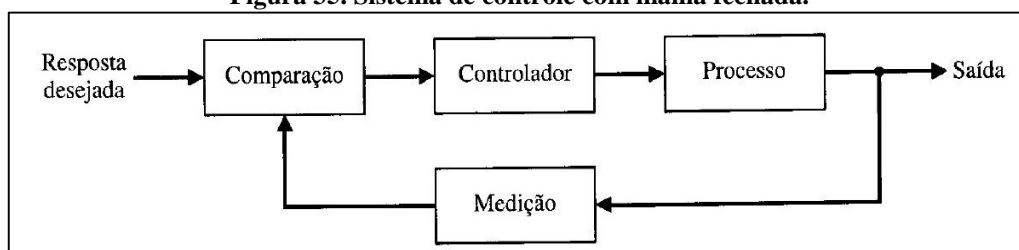
2.7 CONTROLE PID

Segundo Ogata (2010) um sistema que estabeleça uma relação de comparação entre a saída e a entrada de referência, utilizando a diferença como meio de controle, é denominado *sistema de controle com realimentação*, ou *sistema de controle de malha fechada*. Em um

sistema de controle de malha fechada, o sinal de erro atuante, que é a diferença entre o sinal de entrada e o sinal de realimentação (que pode ser o próprio sinal de saída ou uma função do sinal de saída e suas derivadas e/ou integrais), realimenta o controlador, de modo a minimizar o erro e acertar a saída do sistema ao valor desejado.

O termo ‘controle de malha fechada’ sempre implica a utilização do controle com realimentação para reduzir o erro do sistema. Um exemplo poderia ser o sistema de controle de temperatura de um ambiente. Medindo-se a temperatura ambiente real e comparando-a com a temperatura de referência (temperatura desejada), o termostato ativa ou desativa o equipamento de aquecimento ou resfriamento, de modo que assegure que a temperatura ambiente permaneça em um nível confortável, independente das condições exteriores (OGATA, 2010).

Figura 35. Sistema de controle com malha fechada.



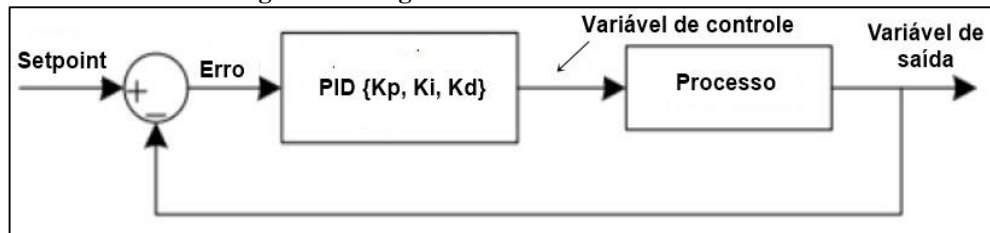
Fonte: DORF (2001).

Sistemas de controle de malha fechada têm sido comumente utilizados em todas as áreas da engenharia por apresentarem respostas relativamente insensíveis a perturbações externas. Esses sistemas são utilizados de modo a obter respostas que atendam a requisitos de projeto conhecidos por índices de desempenho, tais como: estabilidade, tempo de estabilidade, erro de regime permanente, tempo de subida, entre outros. O sistema de controle de malha fechada mais utilizado é conhecido como PID (Dorf, 2001).

Segundo Fernando (2014), o controlador PID é um algoritmo de controle por malha fechada genérico largamente aplicado em sistemas de controle industriais, atendendo diversos requisitos como estabilidade em malha fechada, boa resposta transitória e em regime permanente, além de robustez a ruídos e perturbações. O controlador PID calcula um valor de erro, como a diferença entre o *setpoint* e a medição da variável a ser controlada. As constantes Integral, Proporcional e Derivativa atuam sobre o erro tentando minimizá-lo.

Muitos processos industriais são controlados usando controles do tipo proporcional integral derivativo (PID). A popularidade dos controladores PID pode ser atribuída parcialmente ao seu bom desempenho em uma ampla faixa de condições de operação e parcialmente à sua simplicidade funcional que permite aos engenheiros operá-los de um modo simples e direto. (Dorf, 2001).

Figura 36. Diagrama de bloco do controle PID.



Fonte: FERNANDO (2014).

É usual a adoção do conceito de “banda proporcional” em substituição de K_p , “tempo derivativo” em substituição de K_d e “taxa integral”, em substituição ao K_i . O ajuste correto dos parâmetros que compõe o controlador PID produzirá a saída desejada no processo controlado.

A equação mais usual do PID é dada por:

$$MV_{(t)} = K_p \left[E_{(t)} + K_i \int E_{(t)} dt + K_d \frac{dE_{(t)}}{dt} \right] \quad (48)$$

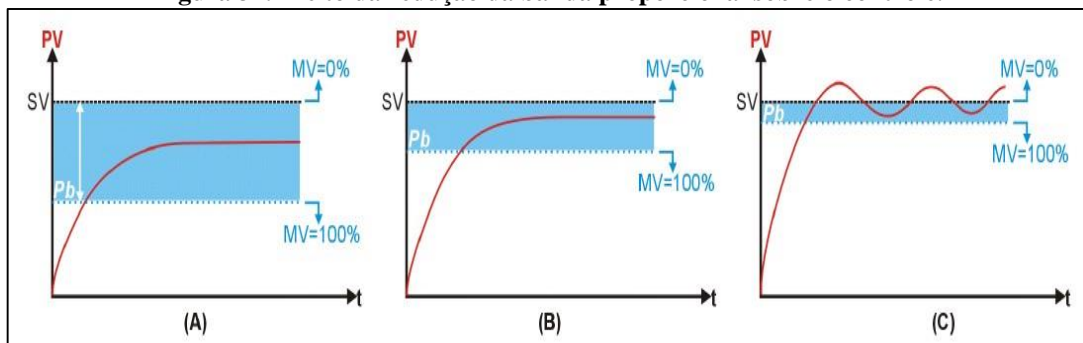
Que também pode ser escrita na forma

$$MV_{(t)} = \frac{100}{P_b} \left[E_{(t)} + I_r \int E_{(t)} dt + d_t \frac{dE_{(t)}}{dt} \right] \quad (49)$$

Onde P_b , I_r e K_d estão relacionados a K_p , K_i e K_d .

A parte proporcional é uma simples realimentação, definida como a diferença entre o *setpoint* e a variável manipulada MV . Com a banda proporcional grande, o processo estabiliza, no entanto, muito abaixo do *setpoint*. Conforme diminuimos a banda ocorre a estabilização mais próxima do Setpoint. Caso a redução da banda seja excessiva, poderá ocorrer uma instabilidade no processo, levando a instabilidade do controle (oscilações).

Figura 37. Efeito da redução da banda proporcional sobre o controle.



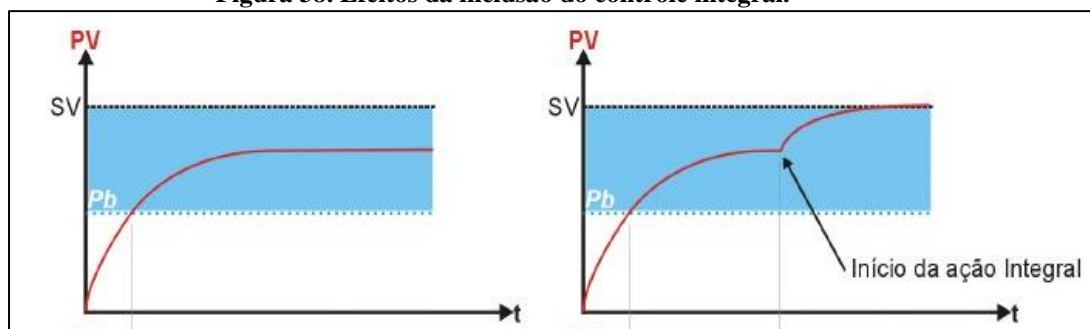
Fonte: NOVUS (2003).

Onde P_b é a banda proporcional; PV é a variável controlada no processo, seja temperatura, pressão, umidade, etc.; SV é o valor desejado, ou Setpoint; e MV é a variável manipulada, variável sobre a qual o controlador atua para controlar o processo.

O termo integral aumenta a ação em relação não só ao erro, mas também ao tempo para o qual esse erro persiste.

O termo integrativo acelera a saída em direção ao valor desejado e pode eliminar o erro residual de regime permanente, *offset*, que ocorre com a utilização de um controlador puramente proporcional.

Figura 38. Efeitos da inclusão do controle integral.

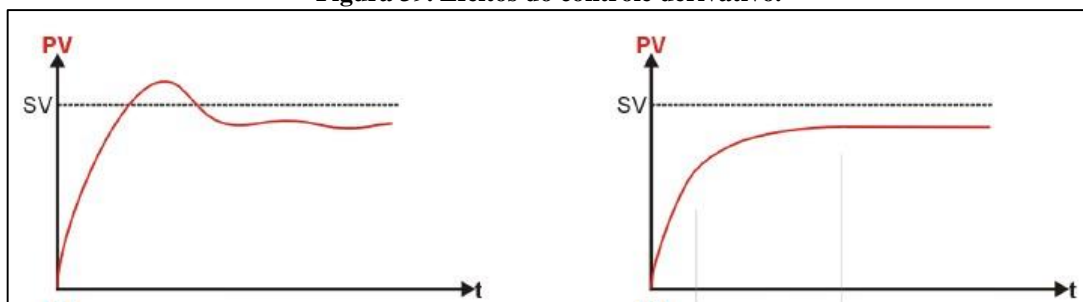


Fonte: NOVUS (2003).

Observe no gráfico da direita que a variável manipulada, PV, se estabilizou próximo ao valor do Setpoint, no entanto ela não é o valor desejado no processo. No gráfico da esquerda o início da ação da ação integral atua sobre a variável manipulada para que o erro desta em relação ao Setpoint seja zero. É importante notar que a ação da integral aumenta à medida que o tempo passa. Por esse motivo, a ação inicial pode ser imperceptível, aumentando gradativamente até que o erro seja minimizado.

Segundo Novus (2003), o ajuste derivativo aplica ao sistema uma correção proporcional à velocidade com que o desvio aumenta. A ação derivativa tem o efeito de reduzir a velocidade das variações de PV, evitando que se eleve ou reduza muito rapidamente.

Figura 39. Efeitos do controle derivativo.



Fonte: NOVUS (2003).

O controle derivativo só atua quando ocorre variação no erro, ou seja, na diferença entre SV e PV, sempre atuando no sentido de atenuar as oscilações, sendo sua principal função melhorar o desempenho do processo durante as oscilações ocorrentes no processo de controle.

Após a correção inicial, o controlador começa a diminuir os seus efeitos deixando que as respostas proporcionais posicionem o elemento de controle final.

2.8 PROPAGAÇÃO DE INCERTEZA

Qualquer parâmetro medido por um instrumento está sujeito a incertezas, sejam elas causadas pela falta de calibração, erro humano durante a medição, ou mesmo pelas limitações do instrumento adotado, este último está relacionado à precisão do equipamento. Assim, para uma medida ser uma boa representação do fenômeno a ser caracterizado, torna-se essencial o tratamento das incertezas (MOFFAT, R. J., 1988).

O erro em uma medição é geralmente definido como a diferença entre o seu verdadeiro valor e o valor medido. Esta definição é clara, porém não é muito útil. Na maioria das situações, não podemos falar com muita confiança sobre o que é o erro em uma medida, podemos apenas falar sobre o que poderia ser, sobre os limites possíveis ao erro. O termo “incerteza” é usado para se referir a um possível valor que um erro assumir (Kline e Mc Clintock, 1953).

De acordo com Cabral, (2004), a incerteza é, por definição, uma estimativa que quantifica a confiabilidade do resultado obtido. A incerteza engloba fatores que influenciam na medição, de modo a ser uma indicação da qualidade dos resultados de medição.

De La Cruz et al (2010), destacam ainda que, em geral, “O resultado de uma medição é somente uma aproximação ou estimativa do valor mensurado e, assim só é completo quando acompanhado pela declaração da incerteza dessa estimativa”. Assim, quando se mede algo, deve-se expressar, juntamente com o valor medido, o valor da incerteza associada àquela medida, na forma:

$$X_i = \bar{X}_i \pm \delta X_i \quad (50)$$

Onde:

- \bar{X}_i é a média.
- δX_i é a incerteza associada à medição.

A incerteza padrão do resultado final precisa considerar as contribuições dos erros aleatórios e sistemáticos (MOFFAT, R. J., 1988).

$$\varepsilon_{total} = \sqrt{\varepsilon_s^2 + \varepsilon_a^2} \quad (51)$$

A parcela dos erros aleatório (ε_a), corresponde aos erros imprevisíveis durante as medições e para pequenas amostras ($n < 30$) é calculado pela relação entre o desvio padrão (S), o número de amostras (n) e o parâmetro (t) de Student encontrado em tabelas estatísticas em função do número de amostras e do nível de confiança desejado (SPIEGEL, 1978).

$$\varepsilon_a = t \frac{\sqrt{S^2}}{\sqrt{n}} \quad (52)$$

Onde:

- \bar{x} : média
- t : de *Student*
- $\sqrt{S^2}$: variância
- n : quantidade de amostras

Note-se que a vantagem da teoria das pequenas amostras é que se pode usar o desvio padrão amostral em lugar do desvio padrão populacional (que geralmente é desconhecido).

Todas as incertezas aleatórias do torque, rotação e potência foram calculadas com o parâmetro t de *Student* de confiança 95%, na forma a seguir.

$$\varepsilon_T = t_{095} \frac{\sqrt{S^2}}{\sqrt{n}} \quad (53)$$

$$\varepsilon_{\Omega} = t_{095} \frac{\sqrt{S^2}}{\sqrt{n}} \quad (54)$$

$$\varepsilon_P = t_{095} \frac{\sqrt{S^2}}{\sqrt{n}} \quad (55)$$

Por sua vez, o erro sistemático pode ser calculado pela metodologia de amostra única apresentada por Kline & McClintoc em 1953.

Segundo Moffat, R. J. (1988), uma maneira racional de usar a estrutura de interferência estatística para estimar a incerteza nesses experimentos de amostra única foi descrito por Kline & McClintock. Ao longo dos análise de incerteza de uma única amostra tem sido usada mais

em experimentos de pesquisa do que na produção, e essa associação levou à sua evolução como uma ferramenta de diagnóstico para o desenvolvimento de experimentos. Como consequência, a análise de incerteza de amostra única representa duas medidas de incerteza que são particularmente úteis durante os estágios de planejamento e depuração dos experimentos, além da usual incerteza geral.

Seja f uma função que depende de variáveis x pertencentes a distribuição Gaussiana e com incertezas representadas por δx , ou seja (Moffat, R. J., 1988).

$$F = f(x_1, x_2, \dots, x_n)$$

A incerteza combinada de f é dada por:

$$\delta_F = \sqrt{\left(\frac{\partial F}{\partial x_1}\right)^2 \delta x_1^2 + \left(\frac{\partial F}{\partial x_2}\right)^2 \delta x_2^2 + \dots + \left(\frac{\partial F}{\partial x_n}\right)^2 \delta x_n^2} \quad (56)$$

Esta é a equação básica da análise de incerteza, onde cada termo representa a contribuição feita pela incerteza de uma variável na incerteza global do resultado. Cada parcela tem a mesma forma: a derivada parcial de F em relação à variável multiplicada pela incerteza dessa mesma variável.

A seguir são apresentadas as equações utilizadas para o cálculo das incertezas combinadas e sistemáticas presentes nos ensaios experimentais desenvolvidos neste trabalho.

Incerteza do torque (δ_T):

O torque é calculado pelo produto de uma força aplicada à uma distância em relação ao eixo de rotação

$$T = F \cdot d \quad (57)$$

Onde:

- F : Força em N
- d : distância em m

A incerteza da força (δ_F) é dada por

$$\delta_F = \sqrt{\left(\frac{\partial F}{\partial b}\right)^2 \sigma_b^2 + \left(\frac{\partial F}{\partial g}\right)^2 \sigma_g^2} \quad (58)$$

$$\delta_F = \sqrt{g^2 \sigma_b^2 + b^2 \sigma_g^2} \quad (59)$$

E a incerteza combinada do torque (δ_T) é dada pela equação a seguir.

$$\delta_T = \sqrt{\left(\frac{\partial T}{\partial F}\right)^2 \sigma_F^2 + \left(\frac{\partial T}{\partial d}\right)^2 \sigma_d^2} \quad (60)$$

$$\delta_T = \sqrt{d^2 \sigma_F^2 + F^2 \sigma_d^2} \quad (61)$$

Incerteza da rotação (δ_Ω):

A rotação é medida pela leitura de quatro pulsos, durante o giro de um disco de reflexão posicionado levemente à frente de um sensor infravermelho.

O algoritmo calcula a rotação pela seguinte equação, em rpm.

$$\Omega = \frac{(2\pi/4)}{\Delta t} \quad (62)$$

$$\Omega = \frac{\pi}{2\Delta t} \quad (63)$$

O oscilador do microprocessador Atmega 328 é de 16MHz, ou seja, um pulso a cada 62,5 nano segundos. Adotamos esta informação como o erro de leitura do tempo (σ_t), dessa forma a incerteza combinada da rotação é calculada da seguinte forma.

$$\frac{d\Omega}{dt} = \frac{\pi}{2\Delta t} = -\frac{\pi}{\Delta t^2} \quad (64)$$

$$\delta_\Omega = \left| -\frac{\pi}{\Delta t^2} \right| \pm \sigma_{\Delta t} \quad (65)$$

Incerteza da potência (δ_P):

A potência mecânica gerada pela turbina é o produto do torque pela rotação.

$$P = T \cdot \Omega \quad (66)$$

A incerteza combinada da potência é calculada através da equação a seguir.

$$\delta_P = \sqrt{\left(\frac{\partial P}{\partial T}\right)^2 \delta_T^2 + \left(\frac{\partial P}{\partial \Omega}\right)^2 \delta_\Omega^2} \quad (67)$$

$$\delta_P = \sqrt{\Omega^2 \cdot \delta_T^2 + T^2 \cdot \delta_\Omega^2} \quad (68)$$

Incerteza do coeficiente de potência (δ_{C_P}):

O coeficiente de potência é dado pela relação da potência absorvida pela turbina e a potência disponível no escoamento, representada pela seguinte equação

$$C_P = \frac{P}{\frac{1}{2}\rho\pi r^2 V_\infty^3} \quad (69)$$

A incerteza combinada é dada por

$$\delta C_P = \sqrt{\left(\frac{\partial C_P}{\partial P}\right)^2 \sigma_P^2 + \left(\frac{\partial C_P}{\partial \rho}\right)^2 \sigma_\rho^2 + \left(\frac{\partial C_P}{\partial r}\right)^2 \sigma_r^2 + \left(\frac{\partial C_P}{\partial V_\infty}\right)^2 \sigma_{V_\infty}^2} \quad (70)$$

$$\delta C_P = \left[\sqrt{\left(\frac{1}{\rho r^2 V_\infty^3}\right)^2 \sigma_P^2 + \left(\frac{-P}{\rho^2 r^2 V_\infty^3}\right)^2 \sigma_\rho^2 + \left(\frac{-2P}{\rho r^3 V_\infty^3}\right)^2 \sigma_r^2 + \left(\frac{-3P}{\rho r^3 V_\infty^4}\right)^2 \sigma_{V_\infty}^2} \right] \cdot \frac{2}{\pi} \quad (71)$$

Incerteza da velocidade específica de ponta de pá (δ_λ):

$$\lambda = \frac{\Omega \cdot r}{V_\infty} \quad (72)$$

(73)

$$\delta_\lambda = \sqrt{\left(\frac{\delta \lambda}{\delta V_\infty}\right)^2 \cdot \delta_\omega^2 + \left(\frac{\delta \lambda}{\delta r}\right)^2 \cdot \sigma_r^2 + \left(\frac{\delta \lambda}{\delta V_\infty}\right)^2 \cdot \sigma_{V_\infty}^2}$$

$$\delta_\lambda = \sqrt{\left(\frac{r}{V_\infty}\right)^2 \cdot \delta_\omega^2 + \left(\frac{\Omega}{V_\infty}\right)^2 \cdot \sigma_r^2 + \left(\frac{-\omega \cdot r}{V_\infty^2}\right)^2 \cdot \sigma_{V_\infty}^2} \quad (74)$$

Incerteza da massa específica (δ_ρ):

A massa específica do ar depende da temperatura e pressão ambiente, tais parâmetros são relacionados pela equação a seguir.

$$\rho = \frac{Pn}{RT} \quad (75)$$

$$\delta_\rho = \frac{n}{R} \left[\sqrt{\left(\frac{\partial \rho}{\partial P}\right)^2 \delta_P^2 + \left(\frac{\partial \rho}{\partial T}\right)^2 \delta_T^2} \right] \quad (76)$$

$$\delta_\rho = \frac{n}{R} \left[\sqrt{\left(\frac{1}{T}\right)^2 \cdot \sigma_P^2 + \left(\frac{-P}{T^2}\right)^2 \cdot \sigma_T^2} \right] \quad (77)$$

3 METODOLOGIAS

3.1 BANCADA EXPERIMENTAL

Túneis de vento são poderosas instalações que reproduzem o escoamento do ar de maneira controlada. O túnel de vento é um dispositivo amplamente utilizado para o estudo do comportamento de fluidos deslocando-se sobre objetos com variadas formas, apresentando-se como uma ferramenta essencial para a compreensão de fenômenos relacionados a área de aerodinâmica. (SOETHE et al., 2011).

O túnel de vento utilizado para este trabalho se encontra nas dependências do laboratório de Turbomáquinas da Universidade Federal do Pará, campus universitário de Tucuruí. O equipamento é composto por um ventilador radial em conjunto à um motor trifásico, controlado por um inversor de frequência localizado ao painel e controle. A velocidade do escoamento é modificada em função da frequência do motor, que rotaciona o ventilador, que por sua vez direciona o escoamento para as partes consequentes da instalação.

Figura 40. Túnel de vento.

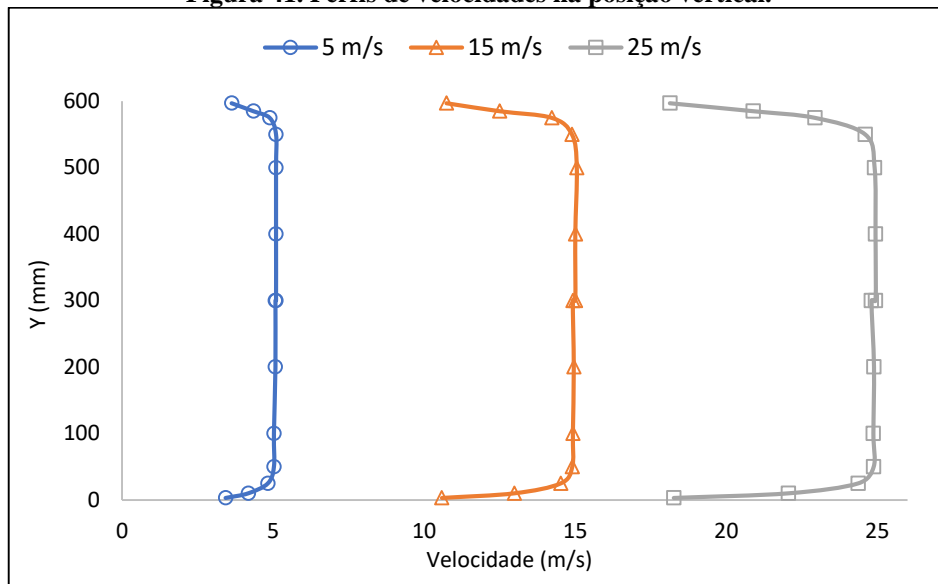


Fonte: autoria própria.

A seção de testes possui dimensões de 600 mm x 600 mm x 1800 mm e permite a visualização por uma parede lateral feita de acrílico. As configurações do equipamento construtivas permitem que sejam atingidas velocidades de até 124 km/h.

A figura abaixo apresenta o desenvolvimento de três perfis de velocidades ao longo da seção vertical da seção de testes, demonstrando uma boa qualidade do escoamento, característica necessária para ensaio em modelos.

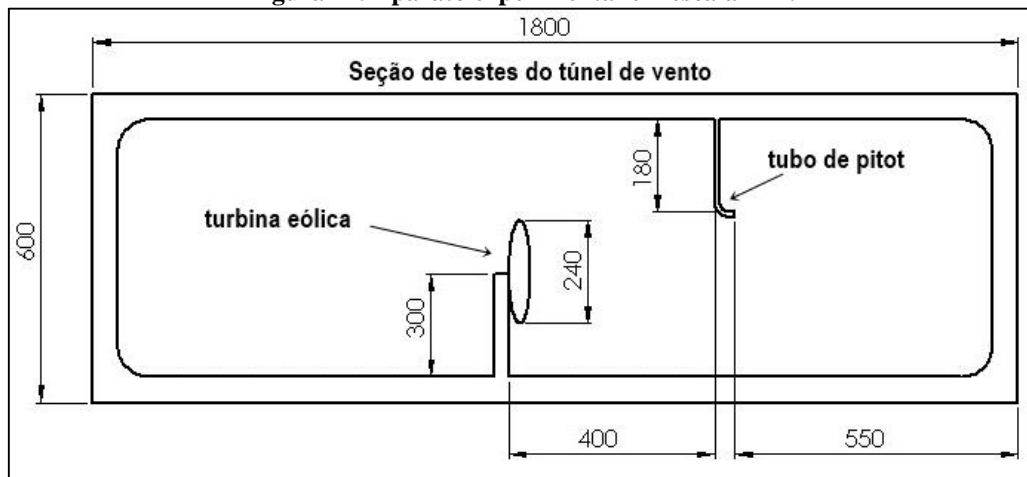
Figura 41. Perfis de velocidades na posição vertical.



Fonte: JÚNIOR, R. M. S. (2015).

A turbina foi posicionada dentro da seção de testes do túnel de vento à uma distância de 950 mm de sua entrada, nesta localização o escoamento se encontra estabilizado. A 400 mm da turbina foi posicionada um tubo de Pitot à uma altura de 420 mm, no mesmo ponto que a ponta da pá do rotor alcança. A figura a seguir representa o aparato experimental empregado.

Figura 42. Aparato experimental em escala mm.



Fonte: autoria própria.

O objetivo dos ensaios é o levantamento da curva de potência em função da rotação da turbina, os coeficientes que estão relacionados a estes parâmetros são o coeficiente de potência (C_p) e a velocidade específica de ponta de pá (λ).

Como o (λ) depende da velocidade do escoamento (v_∞) e da velocidade tangencial do rotor (ωr), a variação deste parâmetro pode ser feita pelo controle da velocidade do túnel de

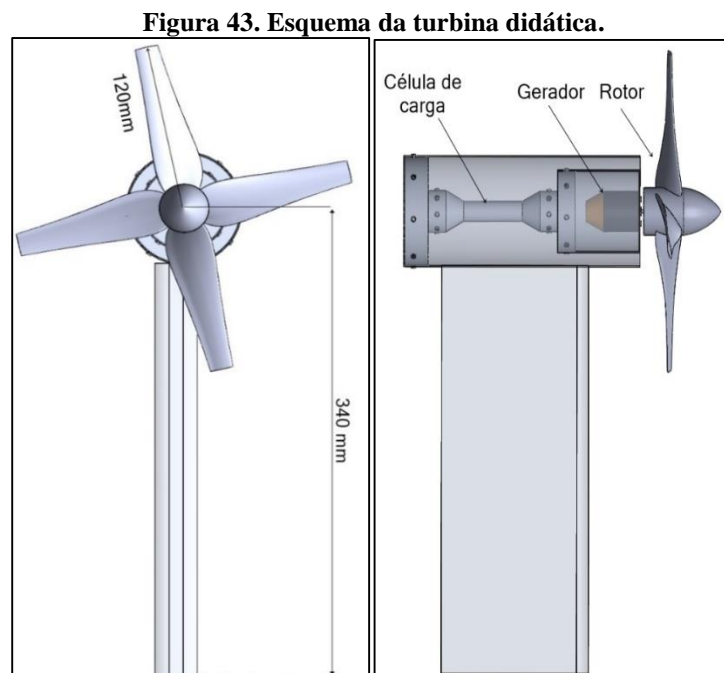
vento, através do seu inversor de frequência, ou pelo controle de rotação da turbina, feito através do sistema de modulação.

Cada ensaio consistiu em manter a velocidade do vento constante, enquanto o freio foi aplicado sobre o rotor, reduzindo sua rotação a cada 100 rpm entre a velocidade máxima de rotação e o limite mínimo alcançado pelo equipamento.

Foram realizados ensaios para as velocidades de escoamento de 6, 7 e 8 m/s . Em cada velocidade foram executados sete ensaios, dos quais os três melhores foram selecionados para as análises de eficiência.

3.2 TURBINA EÓLICA EM ESCALA

A turbina didática foi adquirida da empresa Aeroalcool através de recursos do FNDE, é composta por uma torre de fixação do equipamento ao túnel de vento de 340mm de altura, que suporta uma nacelle, onde estão localizados o rotor, gerador e célula de carga do equipamento. A figura abaixo apresenta o esquema do equipamento didático utilizado neste trabalho.



Fonte: autoria própria.

Acoplado ao rotor está o gerador de corrente alternada sem escovas, conhecido como gerador Brushless AC. Quando comparado aos motores CA com escova, os motores CC brushless têm maior eficiência, menor ruído e melhor relação entre suas dimensões e potência capaz de desenvolver, sendo esta última característica de grande importante para geração de energia elétrica.

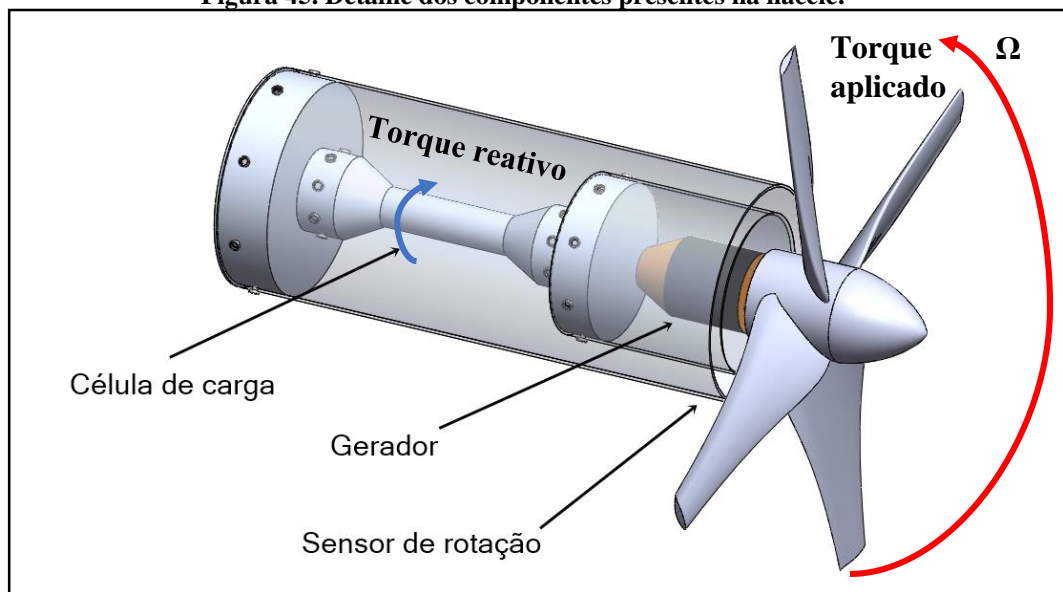
Figura 44. Gerador brushless DC.



Fonte: autoria própria.

A potência fornecida pela turbina é produto do torque desenvolvido pela rotação das pás. A força de torção é mensurada através de uma célula de carga interna à turbina composta por quatro extensômetros em forma de ponte completa. A deformação sobre os extensômetros pelo torque reativo proporciona uma variação na tensão de saída da ponte de Wheatstone. O sinal, então, é amplificado e convertido para digital pelo conversor A/D, que por sua vez encaminha os dados para o microcontrolador Arduino

Figura 45. Detalhe dos componentes presentes na nacela.



Fonte: autoria própria.

3.3 INSTRUMENTAÇÃO

3.3.1 Medição de velocidade do vento

O tubo de Pitot é um tubo pequeno com sua extremidade aberta alinhada perpendicularmente ao escoamento para sentir o impacto total da pressão do escoamento do

fluido. Pela equação de Bernoulli, sabemos que a soma (ao longo de uma linha de corrente) da pressão estática, dinâmica e hidrostática é chamada de pressão total (ÇENGEL, 2012).

$$P + \frac{\rho V^2}{2} + \rho g z = \text{constante} \quad (59)$$

A soma das pressões estáticas e dinâmicas é chamada de pressão de estagnação e é expressa como

$$P_{est} = P + \frac{\rho V^2}{2} \quad (60)$$

A equação mostra que quando as pressões estáticas e de estagnação são medidas em um local especificado, a velocidade do fluido naquele local pode ser calculada por.

$$V = \sqrt{\frac{2(P_{est} - P)}{\rho}} \quad (61)$$

Figura 46. Detalhe de uma sonda estática de Pitot.



Fonte: autoria própria.

O tubo de Pitot é ligado a um manômetro digital KIMO modelo MP 200, com faixa de pressão de 0 a ± 500 Pa e precisão de $\pm 1,5$ Pa.

Figura 47. Conjunto manômetro e tubo de Pitot.



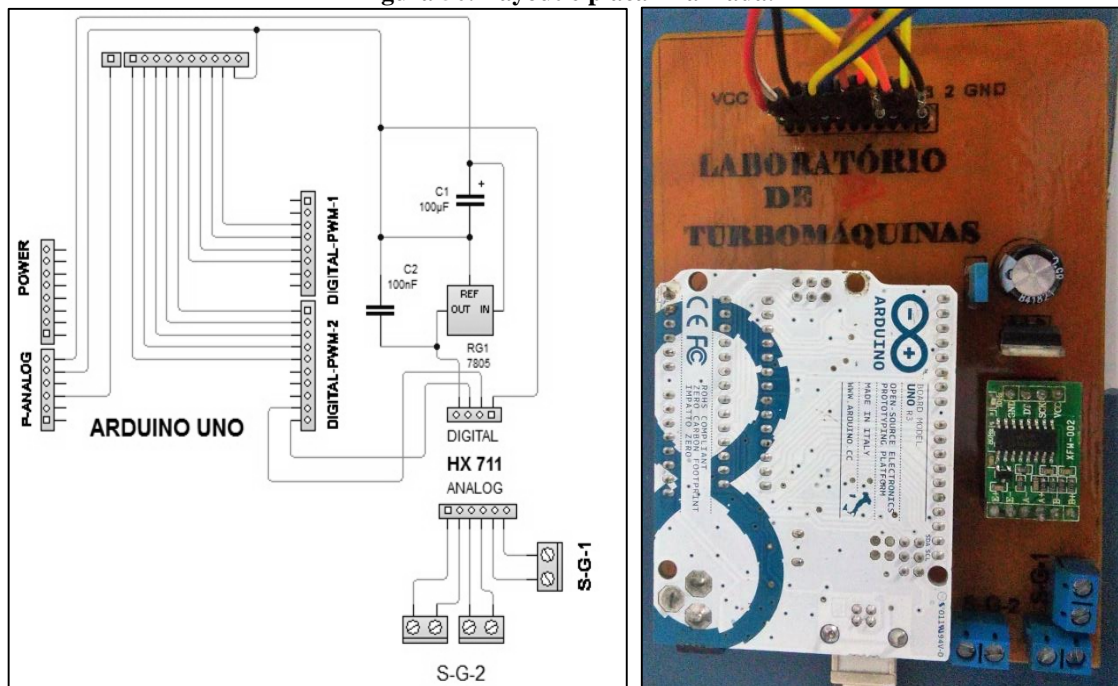
Fonte: autoria própria.

Display LCD	1
Shield com botões	1
Conectores t-block	3
Capacitor 5Mf	1
Regulador de tensão	1
Placa fenolite (10x10cm)	1

Fonte: autoria própria.

O *layout* da placa foi desenvolvido em parceria com a equipe de Automação e Robótica da Universidade Federal do Pará, campus de Tucuruí. Em seguida foi fabricada manualmente através da utilização de luz ultravioleta para a gravação das trilhas no cobre da placa fenolite. O passo seguinte consistiu em mergulhar a placa em uma solução de cloreto férrico III, onde a camada de cobre não protegida foi corroída, mantendo assim apenas as trilhas desejadas. Por fim a placa foi perfurada e os componentes foram soldados em seus devidos posicionamentos. A figura a seguir apresenta o *layout* desenvolvido e a placa finalizada.

Figura 50. Layout e placa finalizada.



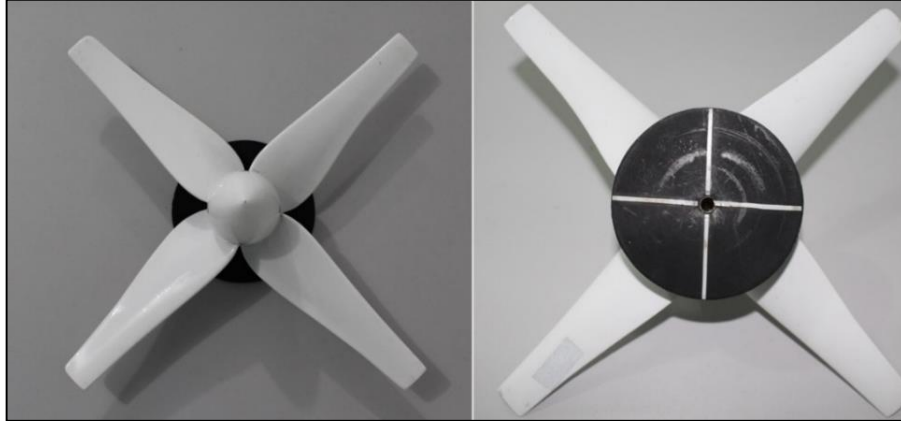
Fonte: autoria própria.

3.3.3 Medição de rotação

O rotor de 240 mm de diâmetro é formado por quatro pás e um cubo central, onde as mesmas são acopladas. Em sua parte posterior, encontra-se um disco de reflexão de cor preta

com quatro linhas brancas, necessárias para a leitura de rotação pelo sensor infravermelho descrito adiante.

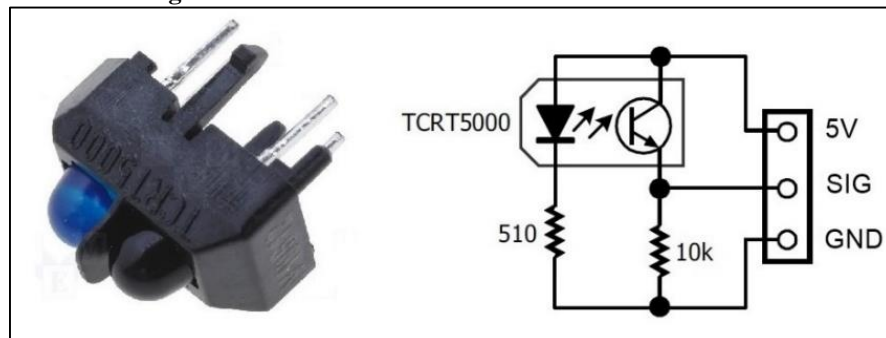
Figura 51. Rotor de quatro pás e detalhe do disco de reflexão.



Fonte: autoria própria.

O sensor de rotação infravermelho encontra-se levemente afastado do disco de reflexão, colado a parede da nacele da turbina. O sensor é composto por um LED emissor infravermelho e um transistor fotossensível.

Figura 52. Sensor óptico reflexivo TCRT65000.



Fonte: datasheet TCRT5000.

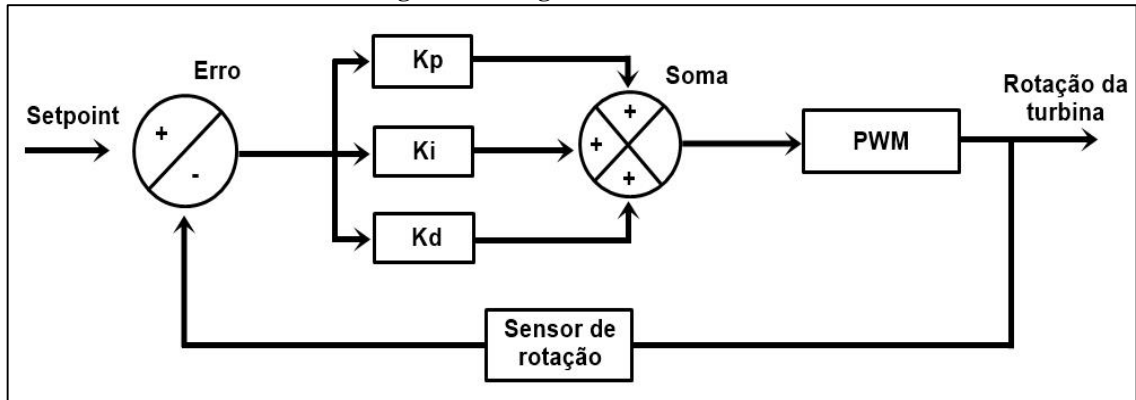
Quando a luz infravermelha emitida pelo LED emissor é refletida nas linhas brancas presentes no disco de reflexão, o transistor fotossensível recebe a luz em sua base que o polariza, permitindo a passagem de tensão entre seus terminais. Logo em seguida o sinal é encaminhado para o Arduino onde serão convertidas em dados de rotação, em rotações por minuto.

3.3.4 Controle de rotação

O algoritmo PID desenvolvido em linguagem *C++ Arduino*, têm como parâmetro de entrada a rotação lida pelo sensor infravermelho. A primeira operação do algoritmo consiste em comparar a rotação medida e o *setpoint*, ou seja, a rotação desejada. O erro resultante desta comparação é condicionado pelas constantes k_p , k_i e k_d , determinadas experimentalmente seguindo as recomendações propostas pela literatura. Ao final desta etapa, ocorre a soma do

erro condicionado, agora corrigido pelas constantes. A variável obtida ao final deste processo na forma de pulsos é adaptada para a tensão de 5V (disponível pelas portas digitais do Arduino) e convertidas em uma onda quadrada pela função *AnalogWrite*. Então o sinal PWM é encaminhado para a entrada do circuito de modulação.

Figura 53. Diagrama de bloco PID.



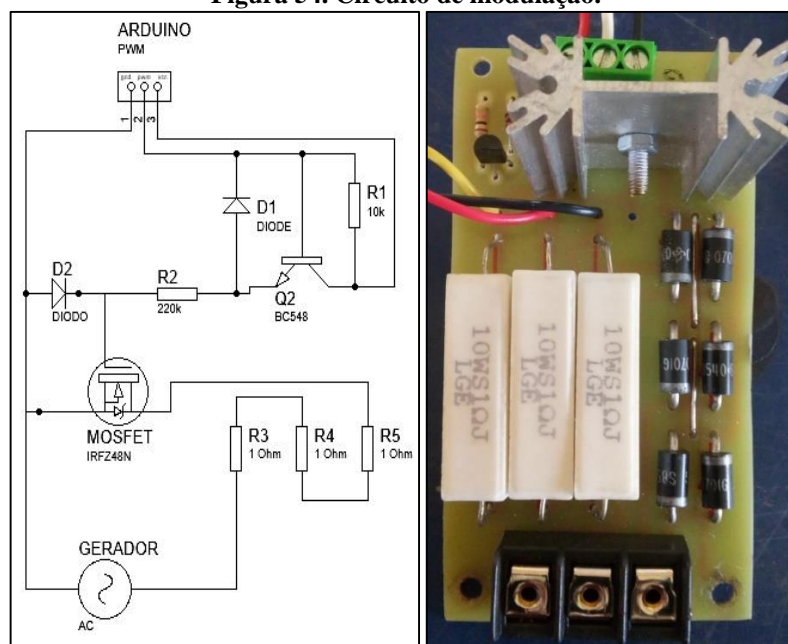
Fonte: autoria própria.

Ao modular a carga de acordo com a rotação desejada, permitimos que a potência do gerador seja enviada para o banco de dissipadores cerâmicos presentes na placa de modulação.

Utiliza-se um sistema de modulação através de um circuito de resistência e um aparato para controlar a abertura e o fechamento do circuito. Dessa forma, controla-se o tempo em que a potência é dissipada e assim a rotação do rotor.

A figura a seguir apresenta o circuito de modulação utilizado no equipamento.

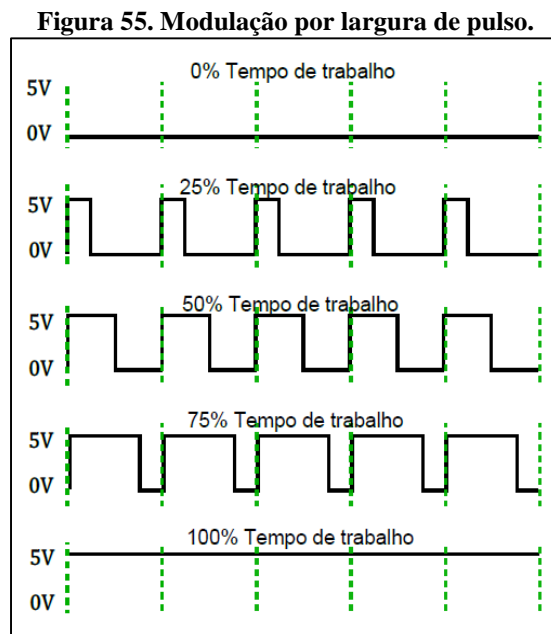
Figura 54. Circuito de modulação.



Fonte: autoria própria.

A modulação propriamente dita ocorre no *mosfet*, dispositivo eletrônico de silício responsável pelo chaveamento de circuitos eletrônicos. A modulação ocorre quando um sinal é enviado pelo microcontrolador ao terminal G (*gate*) do *mosfet*. O tipo de sinal enviado é conhecido como PWM, que significa modulação por largura de pulso (*pulse width modulation*).

O PWM é um tipo de modulação digital que mantém a amplitude dos pulsos constantes enquanto o tempo de permanência de amplitude máxima é controlado. O tempo de permanência na amplitude máxima é conhecido como tempo de trabalho, conforme apresentado na figura abaixo.



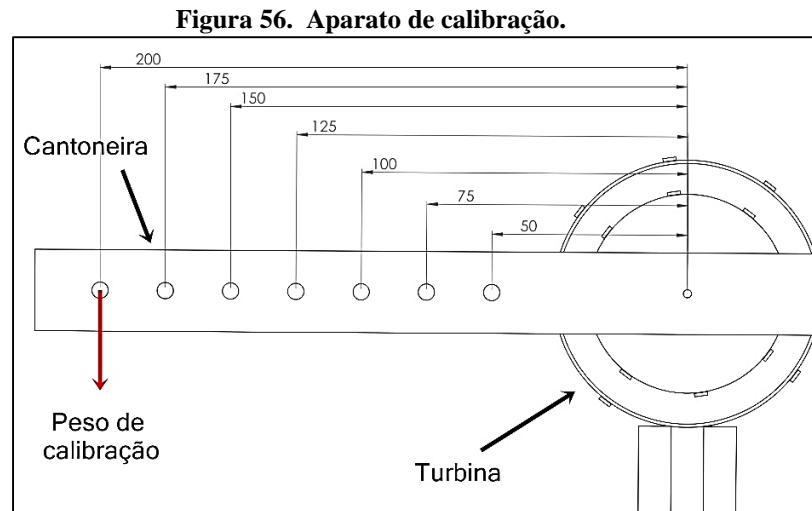
Fonte: MENDES (2015).

No mosfet, o tempo de 0% significa que não haverá modulação, ou seja, não há chaveamento da carga do gerador e assim nenhum controle de rotação é exercido sobre o rotor. No entanto, no tempo de trabalho de 100% o chaveamento é aplicado ao máximo, significando que o circuito de modulação está fechado e, com isso, o controle está em sua máxima capacidade, ou seja, que o freio está sendo aplicado ao máximo. Com isso obtemos o mínimo de rotação que o sistema de modulação é capaz de obter.

3.4 CALIBRAÇÃO

A calibração da célula de carga presente na turbina foi avaliada antes de cada ensaio, uma vez que foram observadas variações durante testes, o que comprometia a confiabilidade nos dados. Assim, caso a calibração não esteja aceitável, o rotor é removido da turbina e em seu lugar é posicionado uma cantoneira de calibração, composta por sete furos do centro até a extremidade. As distâncias dos furos são 50, 75, 125, 150, 175 e 200 mm.

Para aumentar a precisão da calibração, foram utilizados sete pesos diferentes, assim mais pontos são medidos e uma melhor relação entre torque medido e torque calculado é obtida. A Figura 56 apresenta o esquema de calibração da célula de carga.



Fonte: autoria própria.

Em cada um dos sete gráficos de torque obtidos por um peso de calibração diferente, foi gerado uma equação de tendência de primeira ordem. Os coeficientes a e b de cada equação, além do R^2 (coeficiente de correlação que é uma medida de proporção da variabilidade em uma variável que é explicada pela variabilidade de uma outra variável) são apresentados na tabela 2.

Tabela 2. Coeficientes de calibração.

Peso [g]	a	b	R^2
6,06	1,0063	-0,1594	0,9913
11,21	1,0426	-1,1672	0,9902
20,40	0,9588	0,5057	0,9989
26,34	1,1166	-0,7882	0,9967
31,32	0,9513	2,1222	0,9946
40,6	0,9884	1,8223	0,9975
51,38	0,9883	1,2935	0,9989

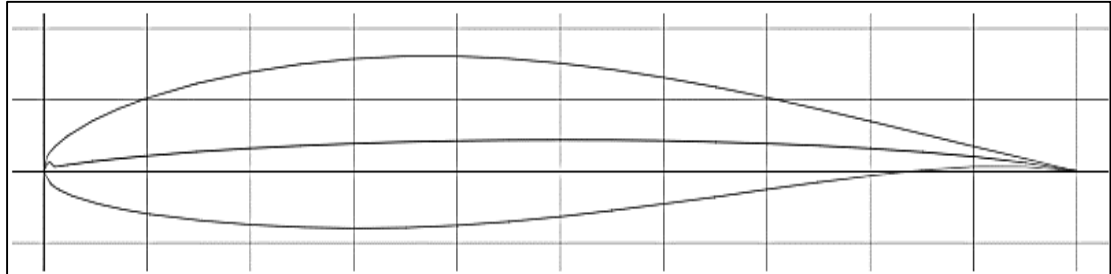
Fonte: autoria própria.

3.5 METODOLOGIA NUMÉRICA

O rotor de 0,240 m de diâmetro é constituído por quatro pás formadas pelo perfil *NACA 63-412* fixadas à um cubo central. Devido às limitações de espaço para impressão 3D, foi aplicado um fator de escala de 5,4:1, de forma que o rotor pudesse ser impresso em uma única

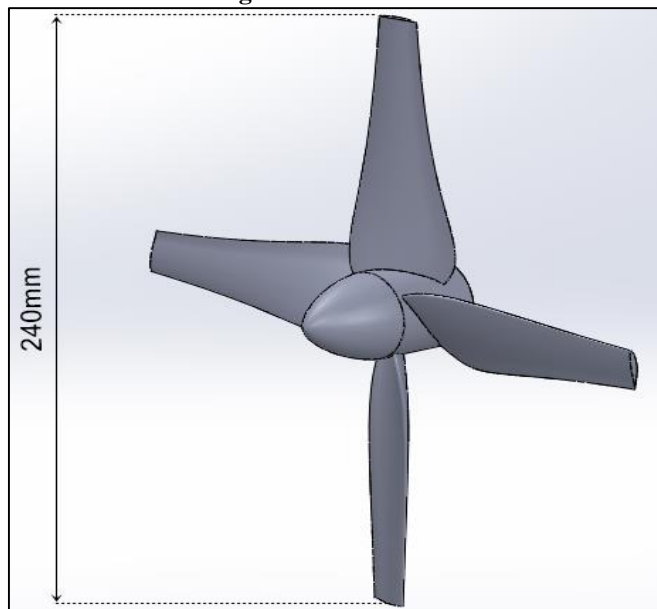
peça. O material de impressão é o plástico ABS (*Acrilonitrila-Butadieno-estireno*) revestido por uma camada de massa, de forma a minimizar as rugosidades superficiais.

Figura 57. Perfil NACA 63-412



Fonte: <http://airfoiltools.com>

Figura 58. Rotor em escala.

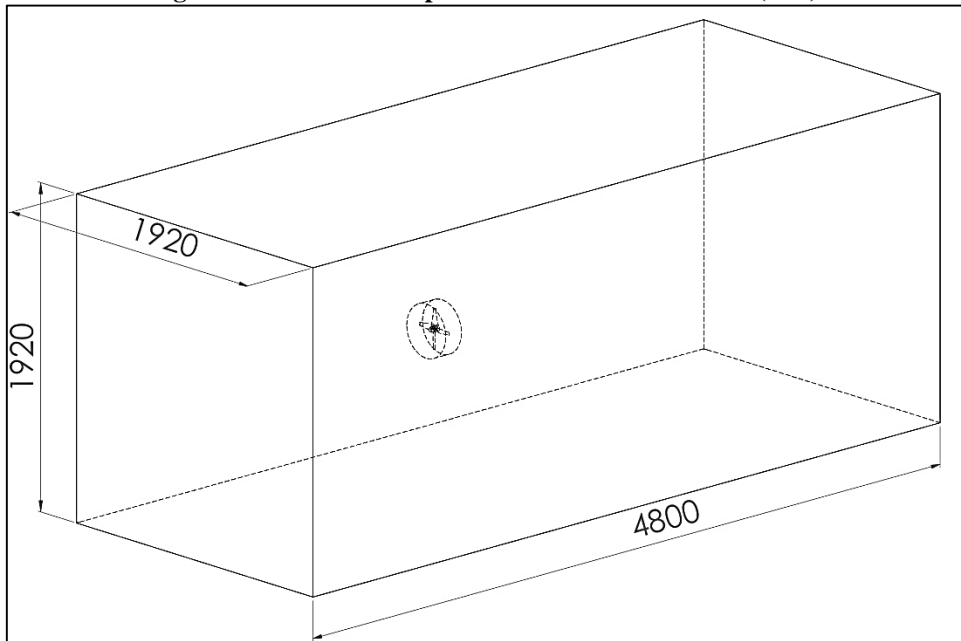


Fonte: autoria própria.

3.5.1 Domínio computacional

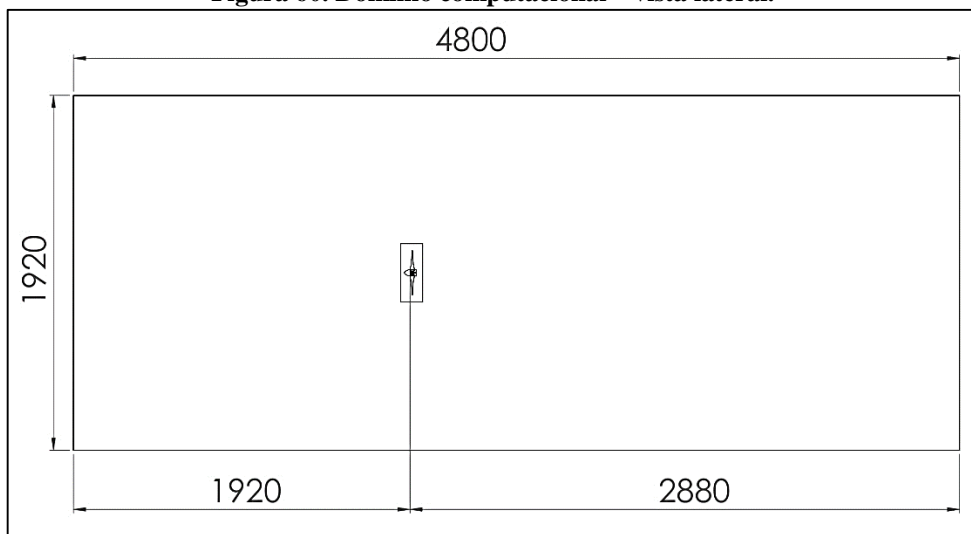
Foram utilizados dois domínios para simulação do modelo: um domínio estacionário de forma retangular que representa o volume por onde o escoamento de ar irá passar. O domínio estacionário foi dimensionado de forma que efeitos de parede não influenciem no escoamento próximo ao rotor, suas dimensões são baseadas no diâmetro do rotor ($8D \times 8D \times 16D$). Nas proximidades do rotor há o segundo domínio, cilíndrico e rotativo que simula o escoamento através das pás, com diâmetro de $1,4D$ e espessura de $0,5D$.

Figura 59. Domínio computacional – vista isométrica (mm).



Fonte: autoria própria.

Figura 60. Domínio computacional – vista lateral.



Fonte: autoria própria.

Segundo MACIAS (2016), é importante a localização entre os domínios para não ter interferências nas condições de contornos impostos na entrada e saída do fluxo. No caso da entrada, temos que garantir que a distância entre os domínios seja o suficiente grande para que a condição de contorno de velocidade à entrada não interfira no escoamento do rotor já que pode existir um aumento artificial do fator de indução axial.

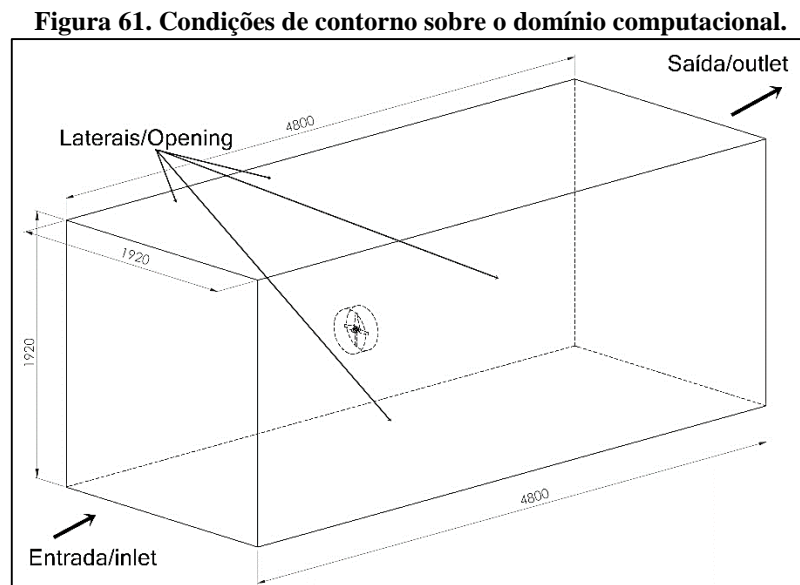
Segundo SILVA (2014), as distâncias pequenas entre a entrada e a turbina podem gerar oscilações de campo de pressão na superfície de entrada do escoamento, já que a pressão nesse ponto não é imposta, mas determinada numericamente em função da equação do movimento.

Para que seja garantida a não interferência na entrada do escoamento, adotou-se uma distância de à montante da turbina de quatro vezes o diâmetro do rotor (1920 mm).

Da mesma forma que a montante, a jusante deve ser determinada de tal forma que não influencia no escoamento da turbina, uma vez a esteira formada à jusante apresenta um elevado gradiente de pressão e velocidade que influenciam a operação da turbina, a literatura recomenda uma distância maior que 10 vezes o diâmetro do rotor, como forma de garantir a não interferência adotou-se a distância de 12D (2880 mm).

3.5.2 Condições de contorno

A simulação numérica visa replicar a operação da turbina nas mesmas condições que o modelo em escala reduzida se encontra, desconsiderando efeitos de objetos próximos como paredes.



Fonte: autoria própria.

Como forma de validar os dados da simulação numérica, as mesmas condições de velocidade de escoamento (v_∞) e rotação serão aplicadas ao modelo numérico, dessa forma as condições impostas são apresentadas sob a forma de tópicos a seguir.

- Na entrada do domínio computacional foi imposta uma velocidade de 8 m/s, uma vez que os dados de potência para essa velocidade foram medidos experimentalmente. A turbulência definida pelo *software* sobre o escoamento foi de 5%.
- Nas paredes laterais do domínio externo, foram aplicadas condições de deslizamento livre (*Opening*), com tensão de cisalhamento nula, que evita a formação de camadas limites, de modo que o efeito de bloqueio sobre o escoamento seja desconsiderado.

- Por outro lado, nas superfícies do rotor foi aplicada a condição de não deslizamento (*wall*), onde a tensão de cisalhamento é considerada, havendo o desenvolvimento de camada limite sobre a superfície das pás.
- Por fim, na saída foi imposta apenas uma condição de pressão atmosférica, representando que o escoamento sai um ambiente confinado para um ambiente aberto à pressão atmosférica padrão.

Como existem dois domínios, um rotativo e outro estacionário, é necessário configurar o *software* uma condição de interação entre suas superfícies, de forma que a rotação que ocorrerá no domínio cilíndrico exerça influência sobre o domínio estacionário.

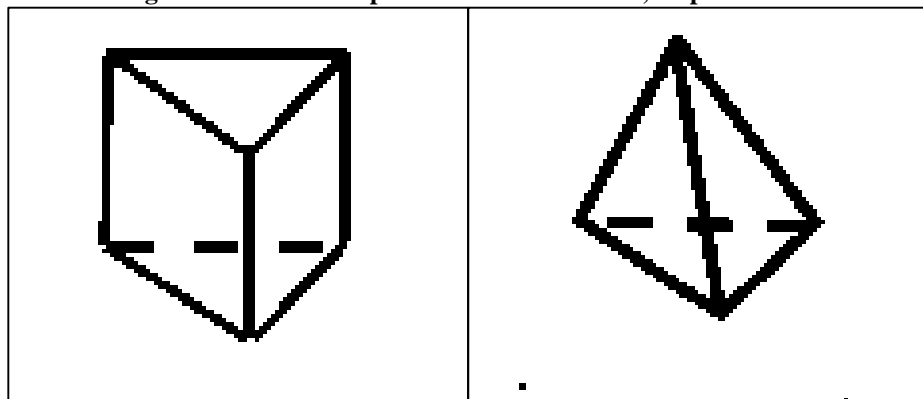
3.5.3 Malha numérica

O *software Ansys Workbench* foi encarregado para a geração da malha para os domínios descritos na seção anterior.

De modo a reduzir o custo computacional, foi aplicada uma malha grosseira nas regiões mais afastadas da região de interesse. Na região onde o rotor se encontra ocorrem elevados gradientes de pressão e velocidade que influenciam no rendimento da turbina, havendo a necessidade de um refinamento sobre a região.

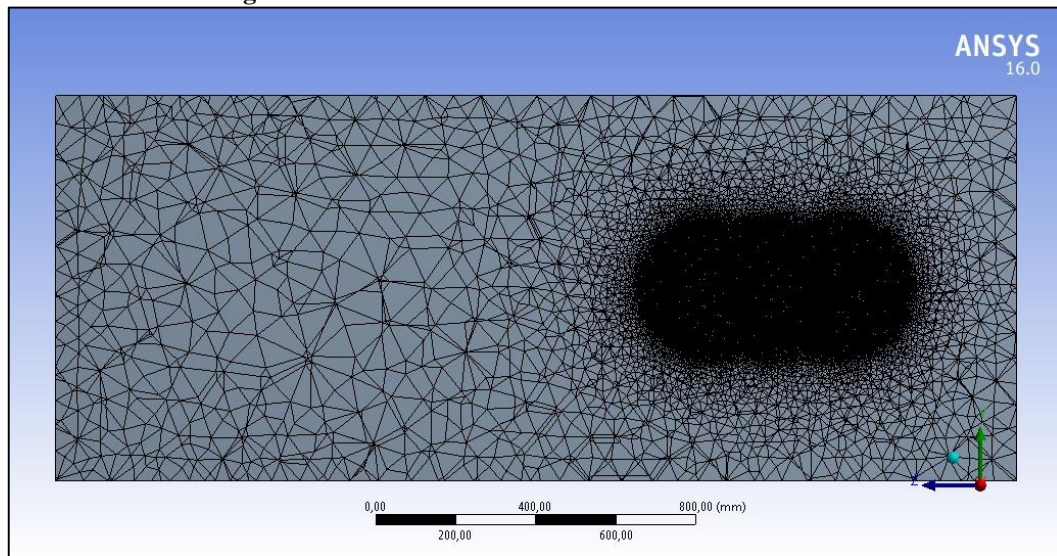
Os elementos constituintes da malha são essencialmente prismáticos e tetraédricos (figura 62). A figura 63 apresenta a malha gerada no domínio estacionário.

Figura 62. Elementos prismático e tetraédrico, respectivamente.



Fonte: autoria própria.

Figura 63. Elementos de malha do domínio estacionário.

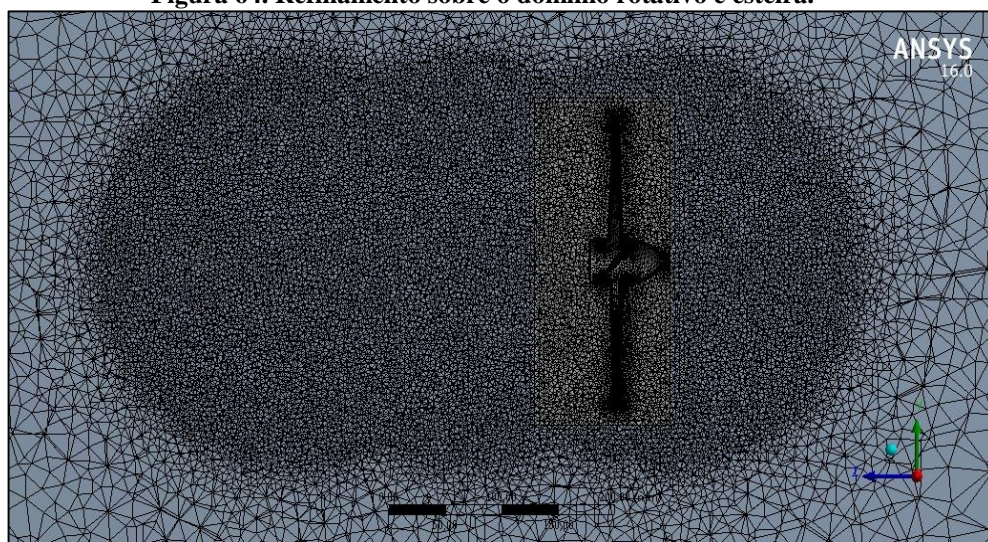


Fonte: autoria própria.

O não refinamento próximo às paredes, entrada e saída do domínio estacionário não afetam o escoamento sobre a turbina, uma vez que nas paredes laterais não foi considerada a formação de camada limite, já que foi aplicada a condição de não deslizamento.

Por sua vez, nas regiões próximas ao rotor foi empregado uma malha de maior refinamento, de modo que os efeitos aerodinâmicos pudessem ser calculados de forma mais precisa, uma vez que à jusante da turbina, há elevado gradiente de pressão e velocidade devido o desenvolvimento da esteira, que afeta o seu desempenho.

Figura 64. Refinamento sobre o domínio rotativo e esteira.



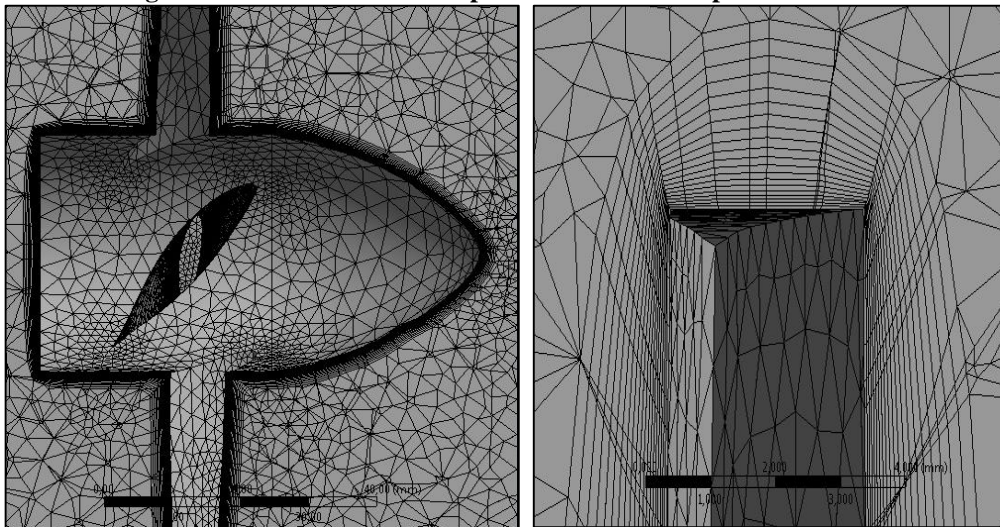
Fonte: autoria própria.

Segundo SILVA, (2014), para que a simulação apresente uma boa qualidade de resultados é preciso captar com precisão os efeitos produzidos pela tensão de cisalhamento e gradientes de pressão no escoamento, principalmente na camada limite. As tensões de

cisalhamento dão origem ao arrasto viscoso, importante no conjunto do trabalho total produzido sobre as pás do rotor, pelo escoamento.

Para a análise da camada limite sobre a superfície do rotor foi implementado um maior refinamento próximo ao contato entre as superfícies. Utilizando a ferramenta “*inflation*” foram gerados elementos prismáticos responsáveis pela captação da camada limite e o seu comportamento durante as diferentes velocidades de operação.

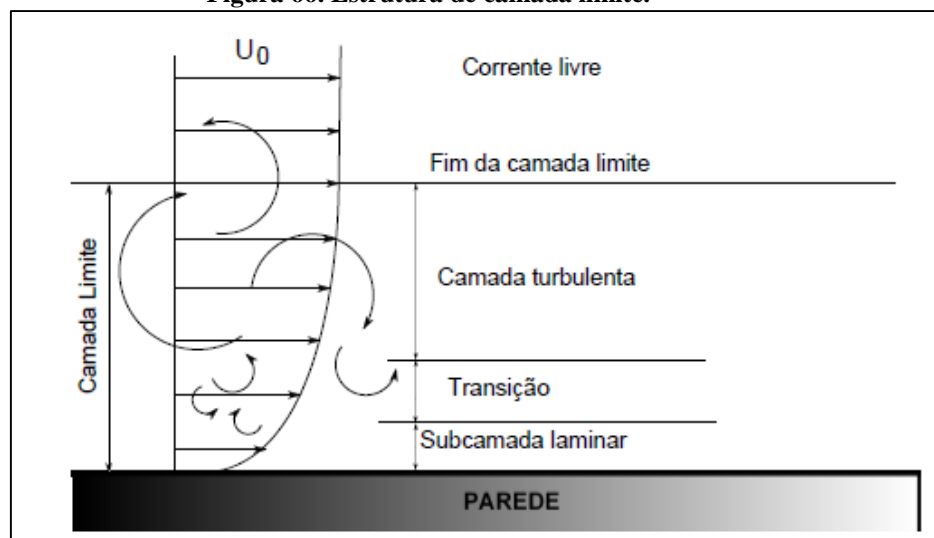
Figura 65. Detalhe da camada prismática sobre a superfície do rotor.



Fonte: autoria própria.

Experimentos e análises matemáticas mostraram que a região próxima da parede pode ser dividida em subcamadas como está ilustrado na figura 66.

Figura 66. Estrutura de camada limite.

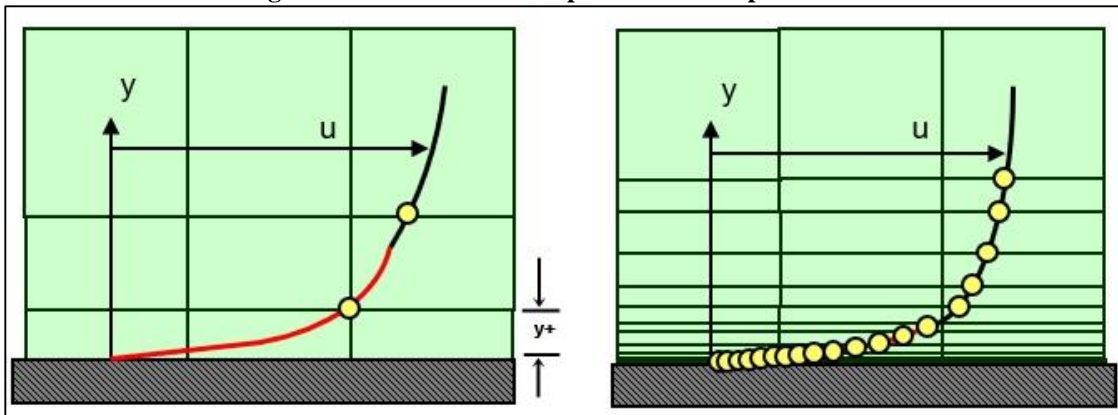


Fonte: SILVA (2014).

O parâmetro y^+ é a distância não dimensional da parede, sendo usado para medir sua distância ao primeiro nó.

Por meio do cálculo de y^+ , o modelo de turbulência SST (recomendado para a simulação de turbinas eólicas) seleciona qual abordagem será dada à turbulência, dessa forma, para se obter uma completa resolução da camada limite é necessário que a malha seja capaz de conter nós com valores de y^+ menores que 2, de forma que fenômenos da subcamada laminar sejam captados (SILVA, 2014).

Figura 67. Distância entre o primeiro nó e a parede.



Fonte: ANSYS Training Manual.

3.5.4 Convergência de malha

Na modelagem de volumes finitos, uma malha mais fina geralmente resulta em uma solução mais precisa, no entanto, malhas refinadas exigem maior tempo de solução, além de impactar no custo computacional requerido, exigindo maior espaço alocado de memória e maior poder de processamento dos computadores para resolução de um maior número de equações. Em geral o tempo para se obter resultados através de simulação numérica para problemas que envolvem escoamentos de fluxo é elevado, havendo a necessidade de utilizar computadores de elevado poder computacional, que muitas vezes, não estão disponíveis. Dessa forma, se faz necessário obter uma malha que equilibre satisfatoriamente a precisão e o tempo de solução. Uma maneira de executar esse estudo é conhecido como convergência de malha.

Um dos objetivos principais da análise de convergência de malha é justamente saber até onde os resultados podem depender da qualidade da malha gerada. Neste trabalho, analisou-se a precisão do coeficiente de potência, uma vez que este é o parâmetro principal obtido a partir da solução numérica. A tabela a seguir nos apresenta os parâmetros de malha e o coeficiente de potência para cada refinamento.

Tabela 3. Refinamento da malha.

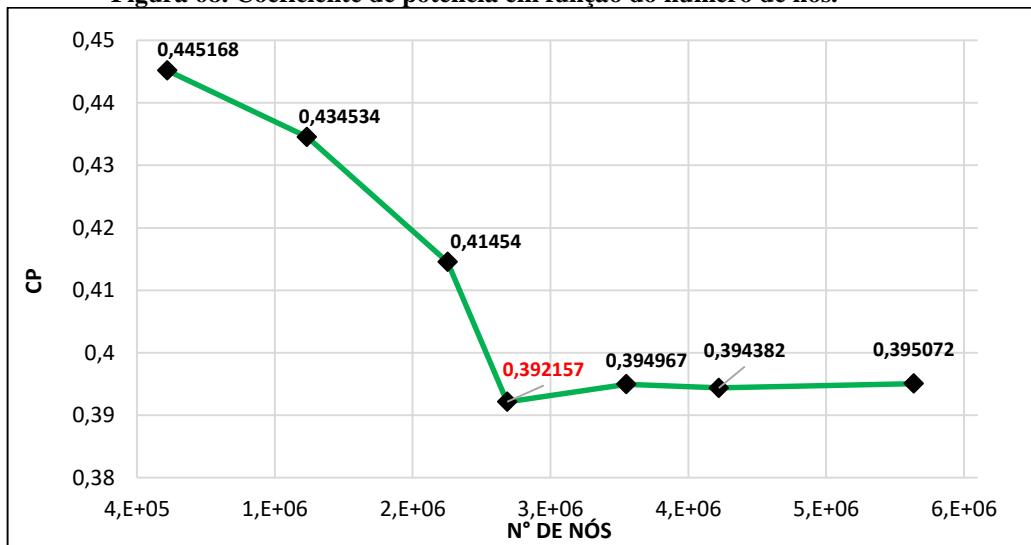
Convergência de malha								
Tempo [h]	Malha	Nº de Elementos	Nº de nós	Potência [W]	C_p	Torque [N.m]	C_t	C_p -Erro [%]
	1	3111120	619962	179,2500	0,445168	3,7563	0,11479	0,00000
2,3	2	6980178	1632516	174,968	0,434534	3,8781	0,112048	2,38876
3,51	3	10369476	2653542	166,910	0,41454	3,4978	0,106892	4,60125
4,25	4	10795741	3086353	157,9050	0,392157	3,3090	0,101121	5,39948
5	5	12541090	3951651	159,0300	0,394967	3,3327	0,101845	0,71655
6,3	6	16535510	4622841	158,8000	0,394382	3,3277	0,101694	0,14811
8	7	18948811	6037148	159,07800	0,395072	3,3336	0,101872	0,17496

Fonte: autoria própria.

A convergência de malha foi feita no ponto de operação da turbina, ou seja, onde o coeficiente de potência é máximo. À medida que houve o refinamento observou-se que o parâmetro de potência diminuiu até o valor de 0,392 quando o número de nós foi de quase 3 milhões de elementos. A partir desse ponto, observou-se uma mudança de apenas 0,1% no coeficiente de potência. Desta forma, a quantidade de nós que melhor se adapta à simulação numérica desenvolvida neste trabalho é de quase quatro milhões de nós, levando em torno de cinco horas para se alcançar a convergência.

A convergência de malha foi feita no ponto de operação da turbina, configuração que apresenta maior coeficiente de potência. A primeira malha criada apresenta aproximadamente 500 mil nós, e apresentou C_p de 0,445. À medida que a malha foi refinada observou-se a redução do C_p para 0,3921 com malha de 2,7 milhões de nós. A partir desse ponto não foram observadas grandes mudanças no C_p , mostrando que a partir de 2,7 milhões de nós a precisão do C_p não depende mais da quantidade de elementos. Assim, a malha utilizada para as simulações contém cerca de 2,7 milhões de nós e tempo de solução de aproximadamente 5 horas.

Figura 68. Coeficiente de potência em função do número de nós.



Fonte: autoria própria.

3.5.5 Recursos computacionais

As simulações foram realizadas na Workstation da Universidade Federal do Pará, Campus de Tucuruí. As configurações da máquina são apresentadas na tabela a seguir.

Tabela 4. Configurações da máquina.

Marca	Dell Precision T5000
Processador	Dual 6C XEON E5-2620, 2.0GHZ, 15M, 7,2 GT/s Turbo
S. O	Windows 7 Professional 64 BITES
Memória	128GB RAM DDR3
Disco rígido	1TB SATA 3gb/s 7200 RPM

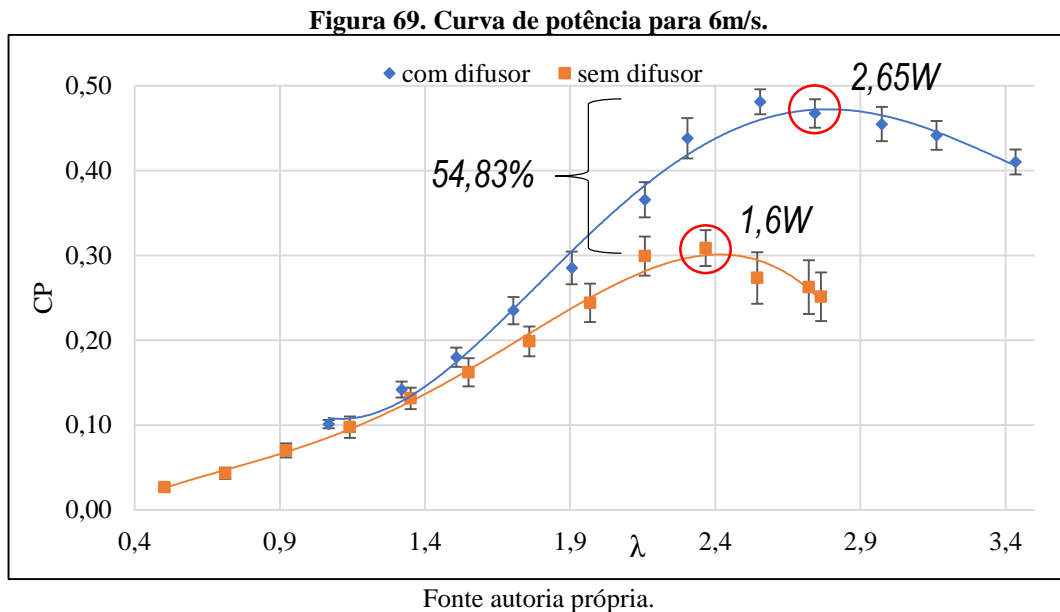
Fonte: autoria própria.

4 RESULTADOS E DISCUSSÕES

4.1 CURVAS DE DESEMPENHO

As curvas de desempenho foram desenvolvidas para três velocidade de fluxo livre. Em cada ensaio, a velocidade de escoamento foi mantida constante enquanto a rotação, através do sistema de modulação explicado nas seções anteriores, foi variando gradualmente entre a máxima rotação e a mínima permitida pelo equipamento.

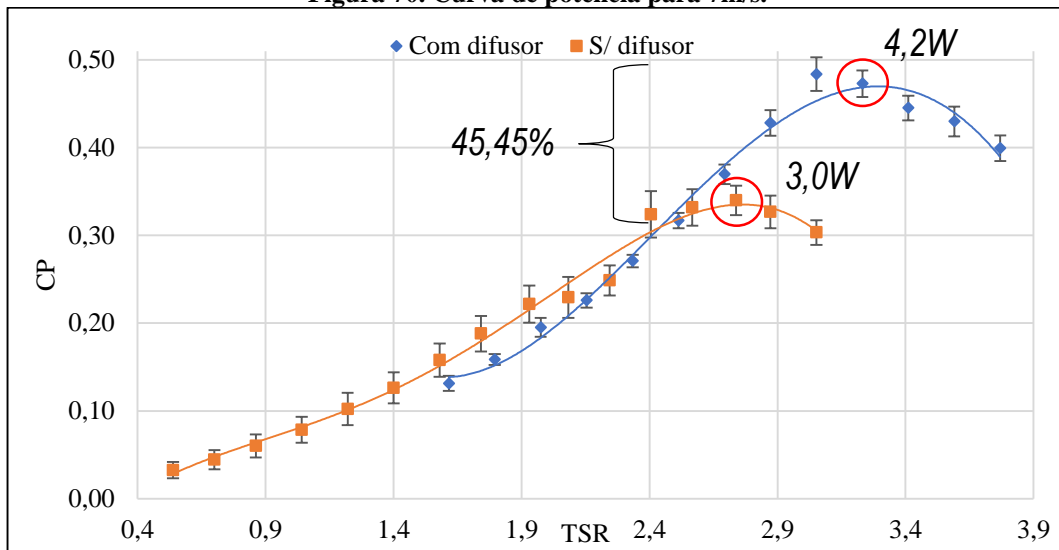
Para a velocidade de 6 m/s, foram realizados sete ensaios e a partir dos seus dados a incerteza experimental e instrumental foi calculada. A figura 70 a apresenta a curva de desempenho da turbina com e se o difusor.



A máxima rotação alcançada pelo rotor sem difusor é de 1.320 rpm e a mínima 240 rpm. Dentro dessa faixa o máximo coeficiente de potência encontrado foi de 0,31 quando $\lambda = 2,366$. Neste ponto a potência mecânica gerada pelo equipamento foi aproximadamente 1,6W. Por sua vez, quando equipada com o difusor a faixa de rotação fica entre 500 e 1.600 rpm e a turbina alcança o coeficiente de potência máximo de 0,48 quando $\lambda = 2,366$ atingindo potência de 2,65W.

Para a velocidade de 7 m/s, conforme a figura 70, a faixa de rotação alcançada foi de 300 a 1700 rpm, onde o ponto de máximo coeficiente de potência foi atingido em 1.525 rpm, ou $\lambda=2,7377$ no valor de 0,33. A potência máxima desenvolvida foi de aproximadamente 3W. Com o difusor a faixa alcançada é de 900 à 2100 rpm e a potência alcança valores de 4,2W à 1.800 rpm, correspondendo ao TSR de 3,2 e coeficiente de potência máximo de 0,48.

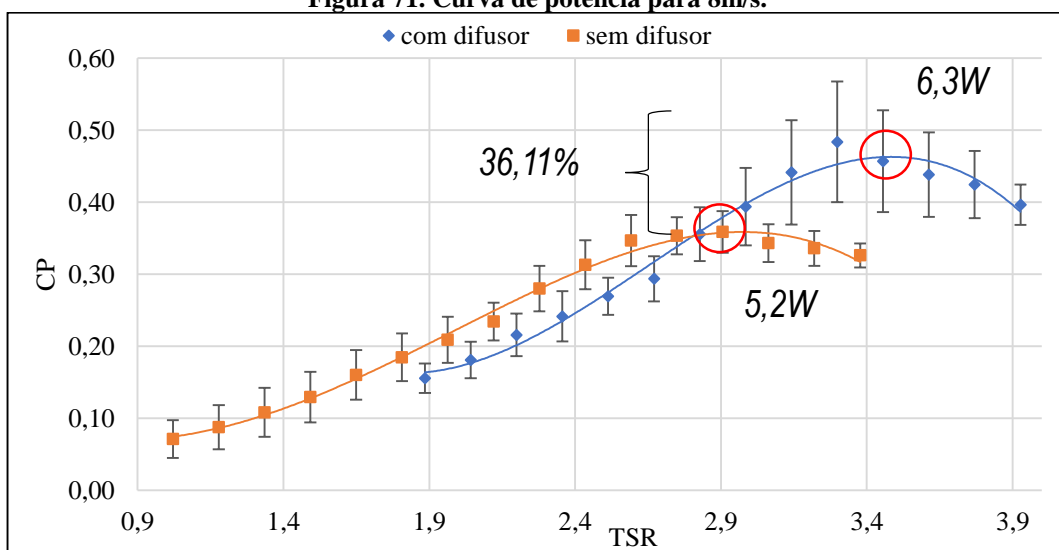
Figura 70. Curva de potência para 7m/s.



Fonte autoria própria.

A turbina teve sua melhor performance na velocidade de 8 m/s. Nesta configuração foi alcançado potência de até 5,2 W. A faixa de rotação da turbina livre permitida pelas limitações físicas do equipamento e sistema de controle por modulação foi de 650 a 2.150 rpm. O máximo C_p atingido foi de 0,36 em $\lambda=2,90$. Por sua vez, quando equipada com o difusor, a faixa de rotação permitida foi de 1.200 à 2.500 rpm e a turbina alcançou valores de 6,3 W à 2.100 rpm, correspondendo à um coeficiente de potência máximo de 0,49 quando $\lambda=3,29$. A figura a seguir apresenta a curva de potência para 8 m/s com as respectivas incertezas em cada ponto de operação.

Figura 71. Curva de potência para 8m/s.



Fonte: autoria própria.

Não foram empregadas maiores velocidades do vento nos ensaios por conta das elevadas rotações desenvolvidas pelo rotor, que ultrapassam os limites do sistema de controle de rotação

por modulação. Além disso, em altas rotações a vibração presente na turbina pode interferir na leitura de torque pela célula de carga no equipamento, ou poderia fazer com que houvesse o deslizamento do rotor sobre o eixo do gerador, de forma que o ocorra o desacoplamento e quebra do equipamento, uma vez que não há uma boa fixação entre os mesmos.

Como resumo dos resultados apresentados anteriormente, e para a visualização do aumento da potência em ambos os casos, com e sem difusor as figuras 72 e 73 apresentam o incremento da potência extraída pela turbina eólica com o aumento da velocidade do túnel de vento. Sem difusor, observa-se que o ponto operacional de maior potência se desloca para a direita, no sentido em que a relação de velocidade aumenta. A mesma tendência é observada no caso do difusor, com um incremento ainda maior, chegando a pouco mais de 6,0W gerados frente à 4,5W obtidos sem o difusor para a velocidade de 8 metros por segundo.

Figura 72. Curvas de potência para 6, 7 e 8 m/s sem o difusor.

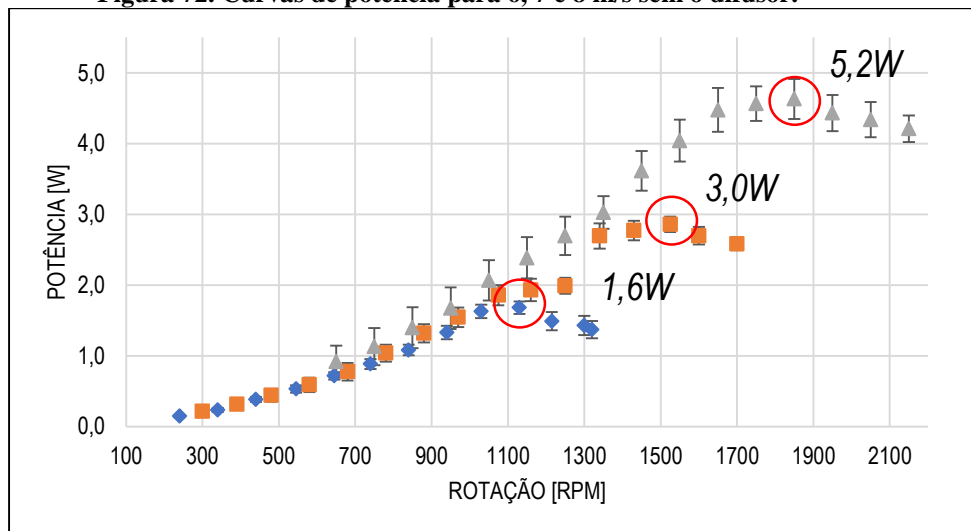
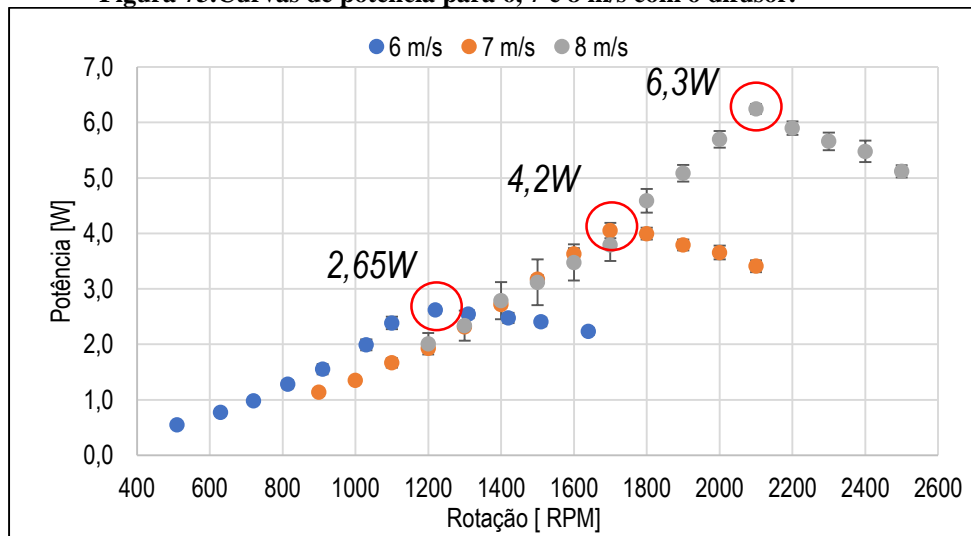
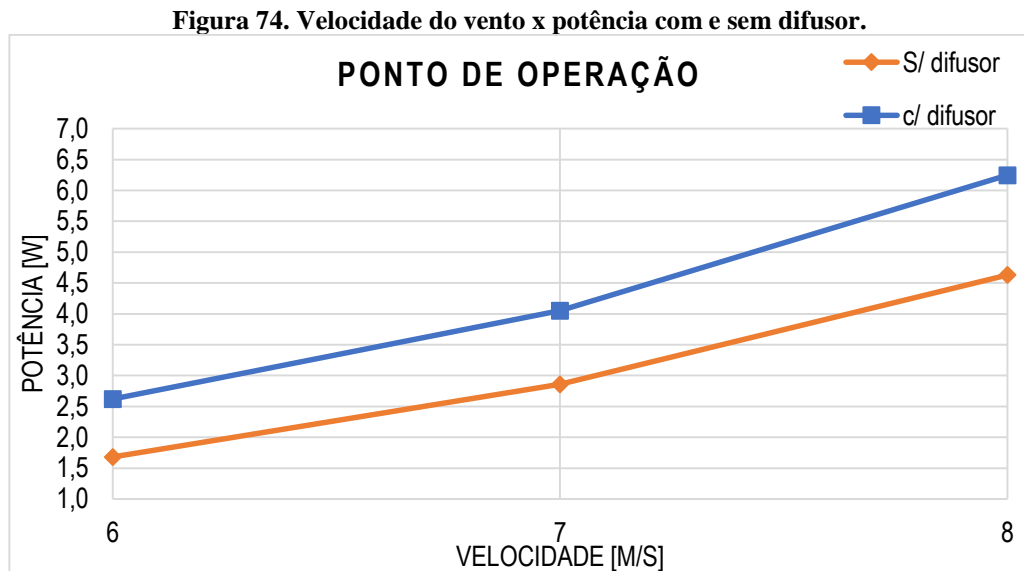


Figura 73. Curvas de potência para 6, 7 e 8 m/s com o difusor.

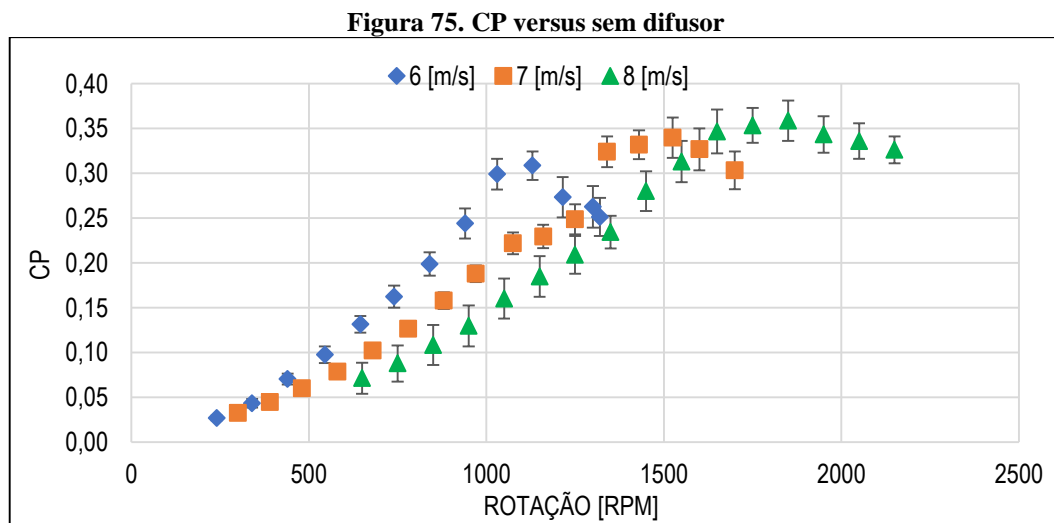


A figura 74 apresenta o incremento sobre a potência nos pontos de operação para cada velocidade de rotação da turbina nas três velocidades do vento.



O incremento de potência nas três velocidades do vento (6, 7 e 8 m/s) foram 55%, 41% e 34%, respectivamente.

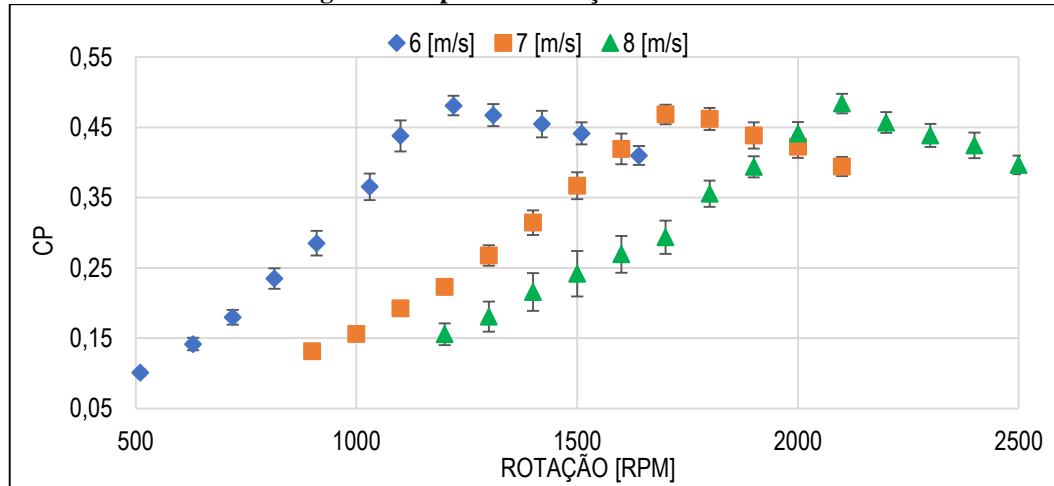
As figuras 75 e 76 apresentam as curvas médias do coeficiente de potência e os seus respectivos intervalos de confiança para as três velocidades do vento. É possível observar que o C_p máximo para 6 m/s alcançou aproximadamente o valor de 31, enquanto 7 m/s atingiu 34 e 8 m/s atingiu cerca de 35. A variação do c_p em função da velocidade do vento é causada pelas constantes interferências sobre a leitura de torque do aparato eletrônico desenvolvido.



No entanto, menores interferências ocorreram nos ensaios com o difusor, no gráfico a seguir é apresentado o coeficiente de potência para as três velocidades do vento. Em todos os

ensaios o coeficiente de potência máximo atingido foi de aproximadamente 0,49. O melhor comportamento foi obtido após alterações dos cabos de alimentação e melhor fixação dos componentes da placa.

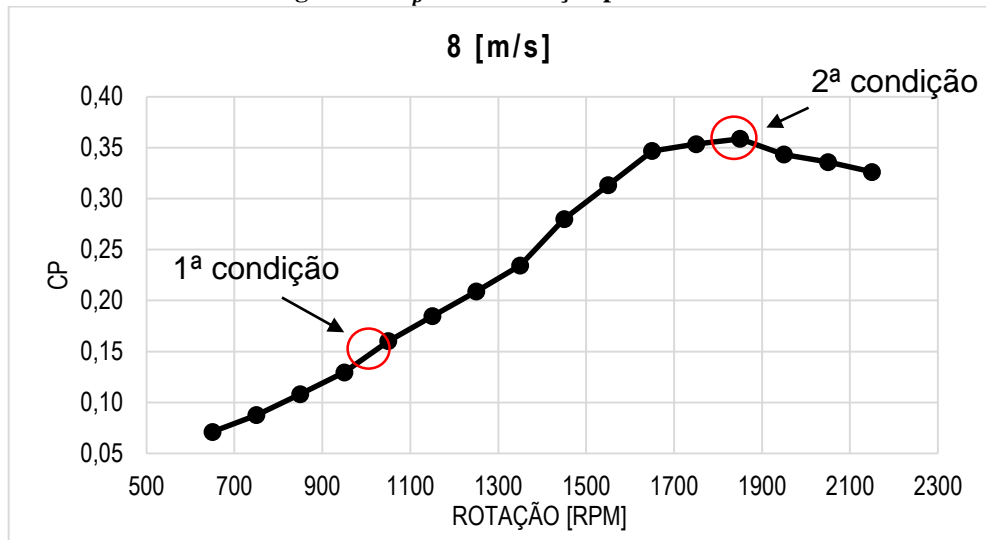
Figura 76. C_p versus rotação com difusor.



4.2 ANÁLISE DO ESCOAMENTO SOBRE O ROTOR

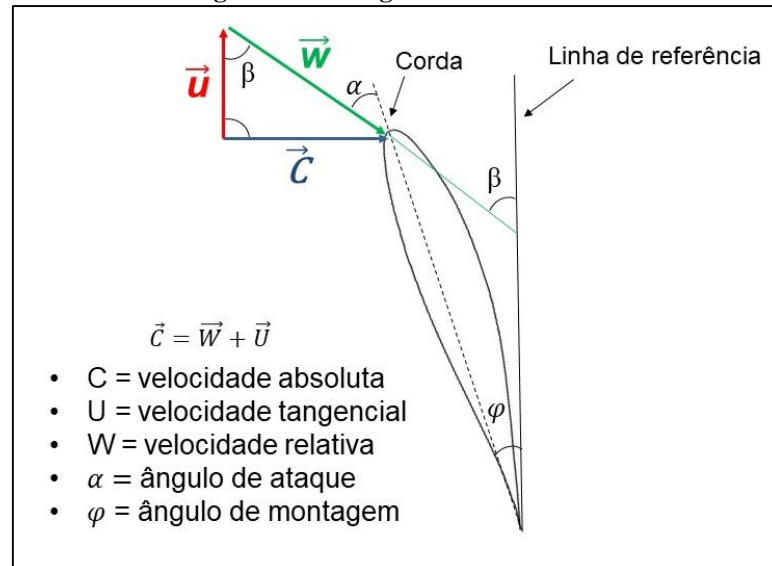
As simulações realizadas com o modelo em escala reduzida tiveram como propósito avaliar a forma como o escoamento se desenvolve sobre as pás do rotor em dois regimes diferentes de operação. A curva C_p versus λ com melhor desempenho foi obtida à velocidade do vento de 8 m/s, portanto, as condições de velocidade e rotação desta curva foram utilizadas como condições de entrada nas simulações numéricas do modelo sem difusor. O primeiro ponto a ser analisado encontra-se à rotação (ω) de 1.000 rpm, enquanto que, o segundo ponto está na rotação de 1.800 rpm que constitui o ponto ótimo de operação da máquina para a velocidade do vento em questão, onde a maior quantidade de energia fornecida pelo escoamento é aproveitada pela turbina.

Figura 77. C_p versus rotação para 8 m/s.



O triângulo de velocidade é uma característica fundamental para compreender o funcionamento das turbomáquinas, uma vez que o sistema de referência é de grande importância para o estabelecimento de equações da mecânica dos fluidos para o projeto dessas máquinas.

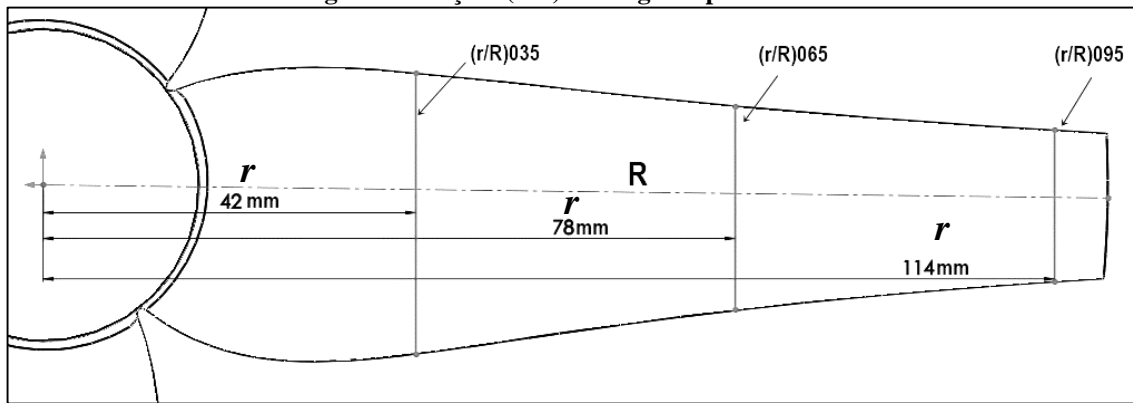
Figura 78. Triângulo de velocidades.



Fonte: autoria própria

O triângulo de velocidades foi calculado no bordo de ataque de três seções ao longo da pá, seguindo a posição da seção em relação ao raio (r/R) estabelecido pela metodologia utilizada por SILVA (2014), que equivalem à 0.35, 0.65 e 0.95 do raio do rotor.

Figura 79. Seções (r/R) ao longo da pá do rotor.



Fonte: autoria própria.

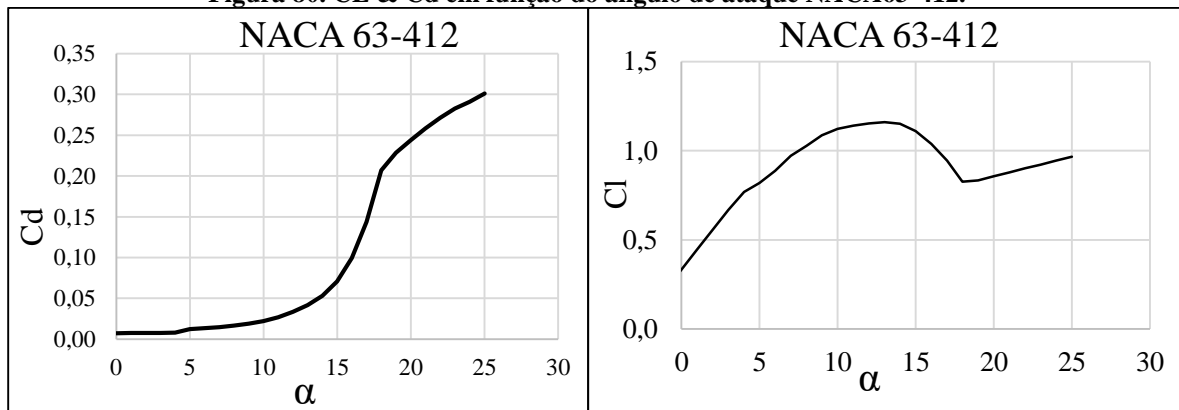
A primeira condição, sob a rotação de 1.000 rpm fornece um coeficiente de potência muito baixo (0,16), significando que o rendimento da turbina está bastante reduzido. A tabela 5 apresenta a corda das seções (L), ângulo de montagem (φ), ângulo de ataque (α), e as componentes do triângulo de velocidade respectivamente.

Tabela 5. Características das seções à 1000 rpm.

Ω (rpm)	r/R	L (m)	φ ($^\circ$)	α ($^\circ$)	β ($^\circ$)	C (m/s)	W (m/s)	U (m/s)
1000	0,35	0,03412	23,04	37,6	60,64	8	9,19	4,52
	0,65	0,02344	12,76	31,53	44,29	8	11,43	8,17
	0,95	0,01712	7,96	25,51	33,47	8	14,37	11,94

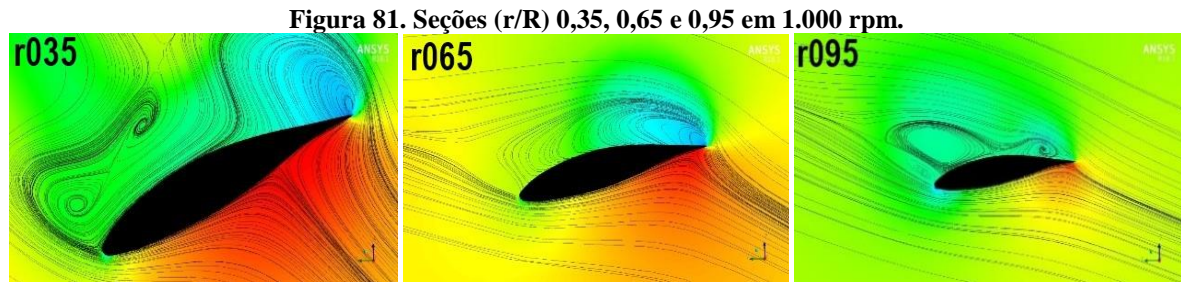
Observa-se que o ângulo de ataque em todas as seções apresenta elevados valores, de 25,51 31,53 e 37,6°. Tais valores estão extremamente distantes do ângulo de 14°, correspondente ao ponto de maior sustentação do perfil NACA63-412. Conforme observamos na figura 82, acima de 14° se inicia a queda da força de sustentação e rápida elevação do arrasto. Tal comportamento é devido ao elevado desalinhamento do escoamento sobre o bordo de ataque das pás.

Figura 80. C_L & C_d em função do ângulo de ataque NACA63-412.



Fonte: autoria própria.

Os efeitos dos elevados ângulos de ataque sobre a velocidade e a pressão em torno das seções são apresentados na figura 83



Fonte: autoria própria.

O ângulo de ataque desalinha o escoamento em relação as pás da turbina, os efeitos são a formação de recirculações em todas as seções analisadas, com uma condição crítica na seção mais próxima ao centro. As recirculações ocorrem quando os gradientes de pressão adversos superaram os efeitos viscosos de parede que mantém a camada limite ao longo do perfil. Nesta condição, este gradiente é tão grande que muda a direção do fluido na região da camada limite, produzindo o colapso da mesma e, portanto, o aparecimento do fenômeno também conhecido como estol. No estol a força de sustentação é reduzida e a componente de arrasto se elevada consideravelmente, reduzindo a eficiência de geração de energia da turbina.

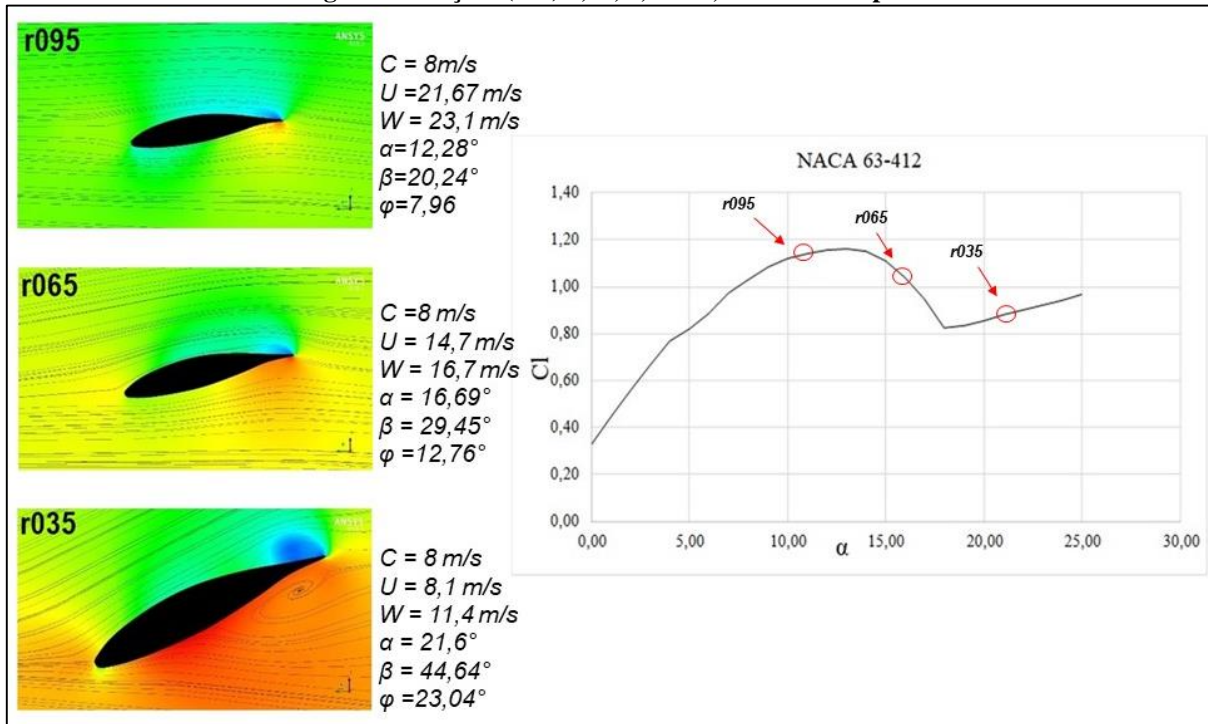
A segunda condição de operação da turbina fornece melhores resultados. Na tabela 6 os ângulos de ataque são menores que todos os ângulos respectivos na primeira condição analisada. O maior ângulo de ataque também está presente na seção mais próxima ao centro do rotor, apresentando valor de $21,6^\circ$. Na seção (r/R) 0,65 o ângulo formado é de $16,69^\circ$ e próximo a ponta da pá está presente o menor ângulo de ataque igual a $12,28^\circ$.

Tabela 6. Características das seções à 1.800 rpm.

Ω (rpm)	r/R	L (m)	φ ($^\circ$)	α ($^\circ$)	β ($^\circ$)	C (m/s)	W (m/s)	U (m/s)
1800	0,36	0,03412	23,04	21,6	44,64	8	11,42	8,14
	0,65	0,02344	12,76	16,69	29,45	8	16,74	14,70
	0,95	0,01712	7,96	12,28	20,24	8	22,93	21,49

Os efeitos da redução dos ângulos de ataque no escoamento sobre o perfil são observados na figura 84. É notório que o escoamento se encontra acomodado em praticamente todas as seções. A seção (r/R) 0,35 apresenta baixa recirculação no bordo de fuga do intradorso, e uma região de baixa pressão no bordo de ataque do extradorso, conforme observa-se pelo contorno de tom azulado, significado a formação de recirculação na região.

Figura 82. Seções (r/R) 0,35, 0,65 e 0,95 em 1.800 rpm.

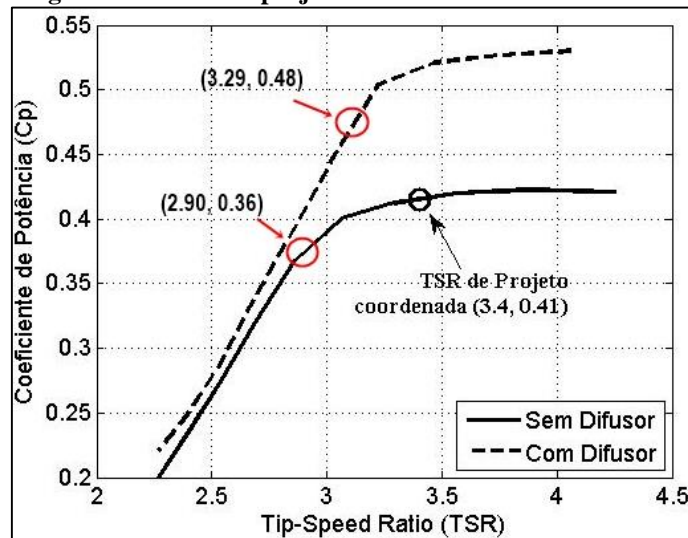


Fonte: autoria própria.

As seções 0,65 e 0,95 (r/R) encontram-se nas proximidades do ponto de maior sustentação. Observa-se em ambas que o escoamento se apresenta acomodado e há uma pequena zona de baixa pressão no bordo de ataque, representado pelo contorno de cor azul, representando a formação de pequenas recirculações locais.

A presença das recirculações, mesmo que em pequena escala, sobre as seções das pás, mostram que mesmo na condição de maior geração de potência atingida experimentalmente a turbina encontra-se operando em regime estol, uma vez que limitações construtivas não permitem que o ponto operação de projeto seja atingido, e assim a máxima potência não possa ser aproveitada pela máquina.

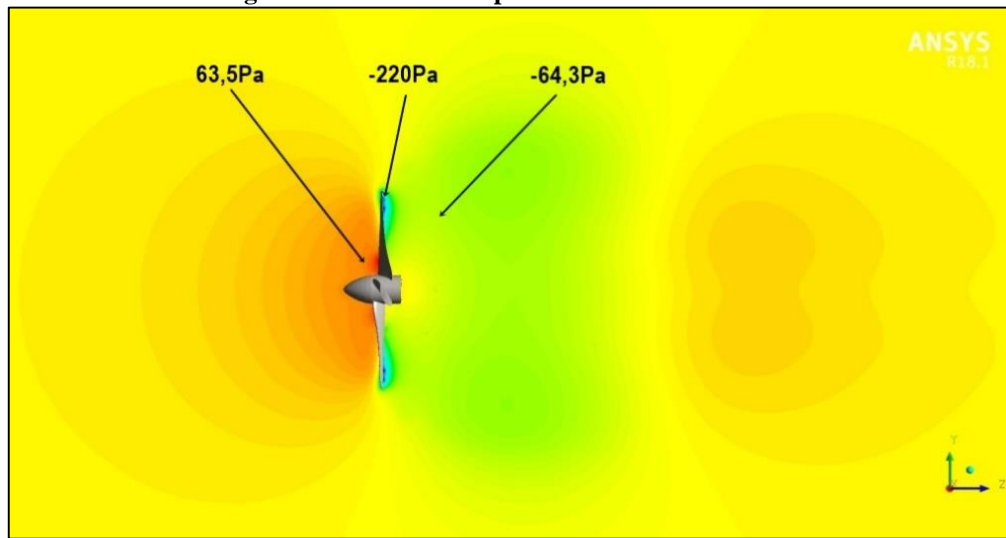
Figura 83. Curva de projeto da turbina com e sem difusor.



A curva de projeto do rotor mostrada na figura 85 mostra que os pontos de máxima eficiência da turbina com e sem difusor atingidas experimentalmente estão abaixo do ponto para o qual foram projetadas. As limitações físicas são referentes a impossibilidade de se atingir maiores rotações, que poderia elevar a relação de velocidade de pá (*TSR*), uma vez que a velocidade de rotação do rotor está diretamente relacionada com o aumento do parâmetro adimensional. Para se atingir maiores rotações e assim o ponto de projeto do rotor, é necessário a utilização de uma caixa de multiplicação acoplada ao rotor, garantindo que maiores *TSR* possam ser atingidos e assim melhores dados experimentais podem ser obtidos pelos ensaios experimentais.

A figura 86 nos apresenta as mudanças ocorrentes na pressão antes e depois da turbina. Logo a frente observamos a região de maior pressão estática causada pela retenção do escoamento devido à presença física do rotor. Após a passagem pela turbina, na região de recirculação, ocorre queda da pressão para valores negativos.

Figura 84. Contorno de pressão através da turbina.

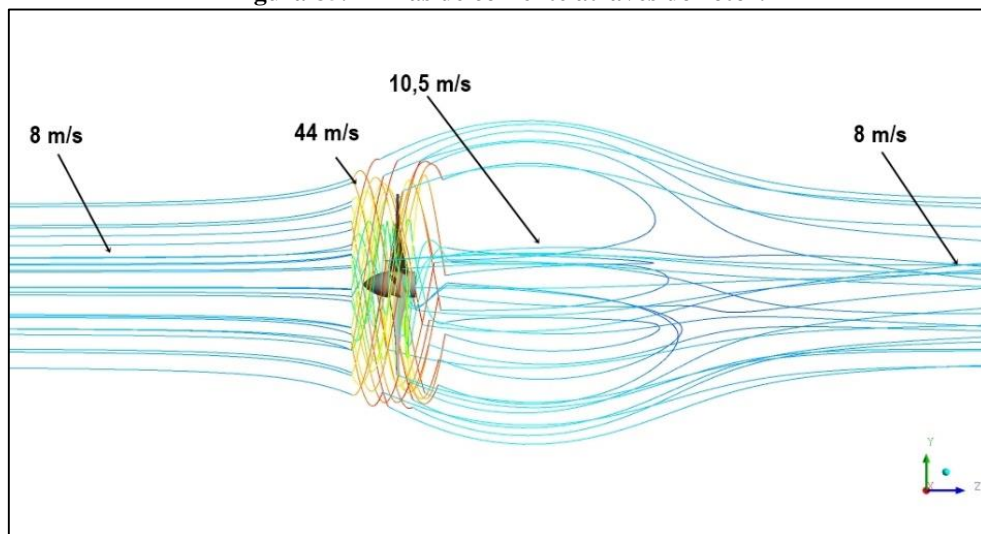


Fonte: autoria própria.

As regiões próximas a ponta da pá onde se encontram maiores velocidades são também os locais que apresentam menores pressões, na figura 86 observamos valores de até 220 Pa negativos.

A figura 87 nos apresenta linhas de corrente que se aproximam do rotor à uma velocidade de 8 m/s, e entram em rotação devido a geometria das pás as direcionarem ao movimento rotativo e assim o induzem a um movimento de rotação. Nesse momento a turbina extrai parte da energia disponibilizada pelo escoamento e como há uma queda de pressão a velocidade se eleva, logo a velocidade à montante chega a valores maiores que a velocidade de fluxo livre.

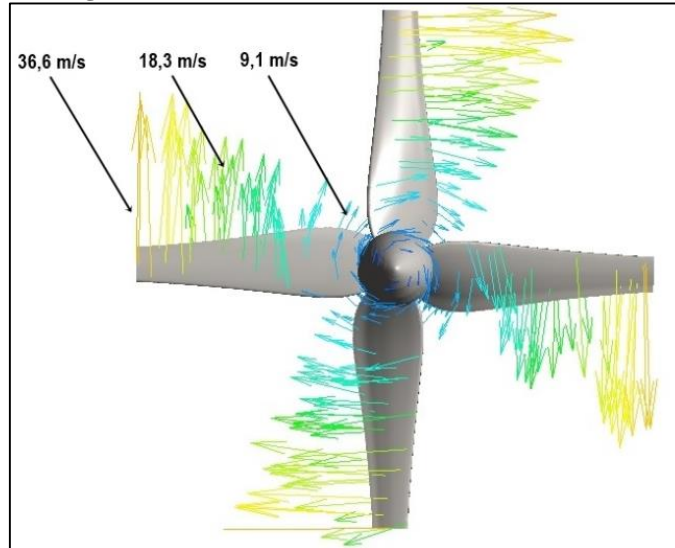
Figura 85. Linhas de corrente através do rotor.



Fonte: autoria própria.

Os vetores de velocidade relativa no rotor, identificam o sentido de rotação e a magnitude da velocidade. As regiões mais próximas as pontas das pás apresentam maiores velocidades representando a região onde se transforma a maior parcela de energia cinética trabalho de eixo do rotor.

Figura 86. Vetores de velocidade relativa no rotor.



Fonte: autoria própria.

5 CONCLUSÕES

Com o intuito de avaliar o incremento do desempenho de uma turbina em escala equipada com um difusor e analisar o comportamento do escoamento que se desenvolve através do rotor, realizou-se estudos experimentais e numéricos do modelo.

Em três seções diferentes de velocidades do vento foram realizados ensaios com e sem a presença do difusor. Melhores desempenhos foram obtidos no escoamento à 8 m/s, onde o coeficiente de potência máximo obtido foi de 0,36 sem difusor e de 0,49 com difusor. O menor desempenho ocorreu em 6 m/s quando o coeficiente de potência máximo foi de 0,31. O aumento da eficiência fornecida pelo difusor foi de 55%, 41% e 34% para as três velocidades de ensaios (6, 7 e 8 m/s) respectivamente. Em todos os ensaios notou-se que a turbina melhor se comportou ao controle PID quando equipada com o difusor, além de apresentar melhores desempenhos também apresentou menores dispersões entre os ensaios.

O comportamento do escoamento sobre a turbina foi avaliado pelas simulações em CFD nas mesmas condições em que o modelo físico foi submetido experimentalmente. A elevação da pressão total e posterior queda após passar pela turbina foi observado numericamente, mostrando o mesmo comportamento previsto pela teoria das turbinas eólicas. As linhas de corrente através de três seções distintas ao longo do raio da pá sob duas condições diferentes foram avaliadas. No primeiro caso, em 1.000 rpm, em todas as seções transversais as linhas de corrente mantiveram um padrão desordenado devido aos elevados ângulos de ataque formados, apresentando recirculações ao longo de todo o perfil. A seção com menor raio apresentou situação mais crítica, uma vez que se formaram recirculações em seu bordo de ataque e de fuga. Por outro lado, na rotação de 1.800 rpm, as linhas de corrente mantiveram padrão ordenado. Na seção r095 o ângulo de ataque foi de $12,28^\circ$, próximo ponto de máxima sustentação alcançada pelo perfil NACA 63-412. Para a seção r065 o ângulo de ataque foi de $16,7^\circ$ em uma condição de pré-estol, mas com sustentação de aproximadamente 1,3. A seção r035 apresentou ângulo de ataque de $21,6^\circ$ e maior evolução da recirculação em seu bordo de fuga. Neste ponto o coeficiente de sustentação foi reduzido para próximo de 1,0. A partir desses resultados fica mais simples compreender que a baixa potência desenvolvida pela turbina em uma rotação não operacional é causada principalmente pelos elevados ângulos de ataque que submetem a pá em uma condição de estol que reduz a sustentação e aumenta o arrasto, ou seja, a perda aerodinâmica de energia.

Vale destacar que as maiores dificuldades durante o desenvolvimento do trabalho ocorreram durante os ensaios em túnel de vento, principalmente durante as calibrações devido

a elevada sensibilidade das leituras de torque e falta de isolamentos e filtro que diminuíssem as influências do ambiente externo sobre as medições.

SUGESTÃO PARA TRABALHOS FUTUROS

Para futuras pesquisas realizadas com a turbina eólica em escala reduzida, objeto de estudo deste trabalho, sugere-se o desenvolvimento e aprimoramento dos seguintes pontos:

- Obter as curvas de potência por simulação numérica e comparar com os resultados experimentais;
- Desenvolver uma função de transposição entre modelo e protótipo;
- Implementar filtros nas placas desenvolvidas que atuem sobre os sinais dos extensômetros visando reduzir os ruídos do ambiente externo;
- Replicar os ensaios da turbina sem o difusor com o intuito de obter melhores dados experimentais com menores dispersões;
- Imprimir rotores com diferentes números de pás e comparar com o resultado obtido neste trabalho.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

Ansys training manual 3ª Edition: **Simulation introducing**. Disponível em: <<https://slideplayer.com/slide/8774433/>>. Acesso em: 12 de abril de 2018.

ABEEÓLICA: **brasil chega a 12GW de capacidade instalada de energia eólica**. Disponível em: <<http://www.abeeolica.org.br/noticias/brasil-chega-a-13-gw-de-capacidade-instalada-de-energia-eolica/>>. Acesso em: 12 de abril de 2018.

ANEEL: **banco de informação de gerações – capacidade de geração do brasil**. Disponível em: <<http://www2.aneel.gov.br/aplicacoes/capacidadebrasil/capacidadebrasil.cfm>>. Acesso em: 12 de abril de 2018.

Arduino: **whats is arduino?** Disponível em: <<https://www.arduino.cc/em/Guide/Introduction>>. Acesso em: 08 de maio de 2018.

Baú da Eletrônica: **módulo conversor HX711 para sensor de peso**. Disponível em: <<http://www.baudaeletronica.com.br/modulo-conversor-hx711-para-sensor-de-peso.html>>. Acesso em: 30 de outubro de 2018.

BNDES: **potencial exportador da indústria eólica brasileira para o cone sul e o papel do financiamento**. BNDES Setorial. 37. P3-10, 2012.

Bongiglioli: **Applications – Pitch Control**. Disponível em: <<https://www.bonfiglioli.com/em/wind/applications/pitch-control/>>. Acesso em: 27 de outubro de 2018.

BURTON, T. et al. **Wind energy handbook** [S.I]: John Wiley & Sons, 2001.

BERNARDO, J. A. M.; **projecto e construção de um sensor destinado a medir forças/momentos em três direções ortogonais**. 2011. 83 f. Dissertação de Mestrado. Faculdade de ciências e tecnologia.

BORGES, J. C. S., et al. **Métodos e técnicas de medição de torque diretamente em eixos rotativos**. Dezembro de 2015. Disponível em: <periodicos.ifpb.edu.br/index.php/principia/article/download/494/337>. Acesso em: 27 de outubro de 2018.

BARROS, A. A. S. **Estudo numérico de um aerogerador projetado com a metodologia bem e da utilização de um intensificador de potência**. Dissertação (Mestrado). Universidade Federal do Rio Grande do Norte, Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica. Natal, 2018.

CASTRO, R. M. G. **Introdução à energia eólica: energias renováveis e produção descentralizada**. Universidade Técnica de Lisboa, Instituto Técnico – DEEC, Área Científica de Energia. Março de 2009.

CIMM: **extensômetro de precisão.** Disponível em: https://www.cimm.com.br/portal/produtos/exibir/29699-sgd_linear1-axis-extensometro-de-precisao-br. Acesso em: 29 de outubro de 2018.

C. REBELO; L.S. SILVA. **Moinhos de vento do futuro.** Disponível em: <https://www.uc.pt/rualarga/anteriores/26/26_14>. Acesso em: outubro de 2018.

CABRAL, P. **Erros e incertezas nas medições.** Disponível em: <<http://www.peb.ufrj.br/cursos/ErrosIncertezas.pdf>>. Acesso em: 29 de outubro de 2018.

ÇENGEL, Y.A.; CIMBALA, J. M. **Mecânica dos fluidos – fundamentos e aplicações.** McGraw-Hill Interamericana do Brasil Ltda, 836p. 2012.

CIMM (Centro De Informação Metal Mecânica): **extensômetros de precisão.** Disponível em: <https://www.cimm.com.br/portal/produtos/exibir/29699-sgd_linear1-axis-extensometro-de-precisao-br>. Acesso em: 12 de maio de 2018.

DORF, R. C.; BISHOP, R. H. **Sistemas de controle moderno,** Addison Wesley Longman, 8ª Edição, 2001.

DE LA CRUZ, M. H. C. et al. **Estimativa da incerteza de medição em análise cromatográfica: abordagem sobre a quantificação de carbamato de etila em cachaça.** Quím. Nova, São Paulo, v. 33, n. 7, p. 1578-1584, 2010. Disponível em: <http://www.scielo.br/scielo.php?script=sci_arttext&pid=S0100-40422010000700027&lng=en&nrm=iso>. Acesso em: 29 de outubro de 2018.

DUTRA, R. M. **Viabilidade técnico-econômica da energia eólica face ao novo marco regulatório do setor elétrico brasileiro.** Dissertação de mestrado, Programa de Planejamento Energético, COPPE/UFRJ, Rio de Janeiro, BRAZIL, 300p, 2001.

DATASHEET: **TCRT5000.** Disponível em: <http://www.alldatasheet.com/view.jsp?Searchword=Tcrt5000&gclid=Cj0KCQjwguDeBRD CARIsAGxuU8ZSgv11HAapN6g4N_oghg9ZlfBZGmxdiela-phlGaJ0HOz9vizH4CoaApD8EALw_wcB>. Acesso em: 30 de outubro de 2018.

EVANS, M., NOBLE, J. **Arduino in action.** Estados Unidos da América, Ed. Novatec, 2013.

ESS: **o método dos volumes finitos.** Disponível em: <<https://www.esss.co/blog/o-metodo-de-volumes-finitos/>>. Acesso em: 28 de outubro de 2018.

EMBARCADOS: **Arduino Uno.** Disponível em: <<https://www.embarcados.com.br/arduino-uno/>>. Acesso em: 08 de maio de 2018.

ESSS: **o método dos elementos finitos.** Disponível em: <<https://www.esss.co/blog/o-metodo-de-volumes-finitos/>>. Acesso em: 27 de julho de 2018.

FERNANDO, F. **Estudo comparativo de métodos de sintonia de controladores pid.** Monografia (Graduação em Engenharia Elétrica com ênfase em Sistemas de Energia e Automação), Escola de Engenharia de São Carlos da Universidade de São Paulo, São Carlos, 2014.

FALANI, S. Y. A., et al. **Prospecção Tecnológica para a Geração Eólica.** Brazil Windpower Conference and Exhibition, 2015. Disponível em: <http://www2.ctee.com.br/brazilwindpower/2015/papers/mario_gonzalez.pdf>. Acesso em: 15 de julho de 2018.

FISHER, R. A, et al. **Statistical Tables for Biological, Agricultural and Medical Research.**

GONZÁLEZ, J. S, et al. **A review and recent developments in the optimal wind-turbine micro-siting problem.** Renewable and Sustainable Energy Reviews, v. 30, p. 133–144, 2014.

GOVERNO DO BRASIL: **brasil renovável-país é destaque mundial em energia limpa.** Disponível em: <<http://www.brasil.gov.br/meio-ambiente/2018/03/brasil-renovavel-pais-e-destaque-mundial-em-energia-limpa>>. Acesso em: 15 de abril de 2018.

HOW TO WIND TURBINE WORKS: disponível em: <<https://www.energy.gov/eere/wind/how-do-wind-turbines-work>>. Acesso em: 27 de novembro de 2018.

HANSEN, M. O. L. **Aerodynamics of wind turbines.** 2ª. Ed. [S.l.]: London • Sterling, VA, 2008.

INVESTOPEDIA: **why you should invest in green energy right now.** Disponível em: <<https://www.investopedia.com/articles/markets/070814/why-you-should-invest-green-energy-right-now.asp>>. Acesso em: 12 de abril de 2018.

JUNIOR, R.M.S. **projeto e construção de um túnel de vento subsônico de circuito aberto.** 2014-2015. 101f. Monografia (Graduação em Engenharia Mecânica) – Faculdade de Engenharia Mecânica, Universidade Federal do Pará, Pará, 2014-2015.

KLINE, S. J., AND MCCLINTOCK, F. A. **Describing uncertainties in single sample experiments.** 1953. Mech Eng., 3-8.

KROGSTAD, P.A.; DAVIDSON, P.A. 2011. 19p. **Freely-Decaying, homogeneous turbulence generated by multi-scale grids.** *Journal of Fluid Mech*, Vol.

LOCK, C. N. H., H. BATEMEN, and H. C. H. TOWNSEND. **An Extention of the Vortex Theory of Air Screws with Applications to Air Screws of Small Pitch, Including Experimental Results.** Aeronautical Research Committee Reports and Memoranda, No. 1014, Lodon, 1926

LIMA, L. E. M; CAETANO, N. M. **Simulação computacional de um escoamento turbulento de um fluido incompressível em um Venturi**. 2015.Linkania. V.4, N.1, P91-109. Disponível em: <<http://linkania.org/master/article/view/297>>. Acesso em: 15 de julho de 2018.

LOVO, V. T. S. **Estudo de metodologias de controle aplicadas à planta de perna de um paciente paraplégico**. Monografia (Graduação em Engenharia Mecânica) – Departamento de Engenharia Elétrica, Universidade Estadual de Londrina, Londrina, 2014.

MURRAY R. SPIEGEL. **Estatística e probabilidade**. 3. ed. São Paulo: McGraw-Hill do Brasil, 1978.

MENDES, R.C.F. **Estudo do fator de indução axial em turbinas de eixo horizontal**. Dissertação (mestrado em ciências mecânicas). Faculdade de Tecnologia. UnB, 2015.

MULJADI, E., BUTTERFIELD, C. P., **Pitch controlled variable – speed wind turbine generation.transactions on industry applications** 1999. Industry Applications Society Annual Meeting, Phoenix, Arizona.

MANWELL, J. F., et al. **Wind energy explained: theory, design and application**. Wiley-2nd e, 2010.

MACÍAS, M. M. **Estudo experimental em túnel de vento de turbinas de eixo horizontal**. Dissertação (mestrado em ciências mecânicas) – Faculdade de Tecnologia – Programa de Pós-Graduação em Ciências Mecânicas – Universidade de Brasília, DF, 2016.

MOFFAT, R. J. **Describing the uncertainties in experimental results**. Trans ASME, J, Fluids Eng., 1:3-17, 1988.

MALISKA, C. R. **Transferência de calor e mecânica dos fluidos computacional-Fundamentos e Coordenadas Generalizadas**.2^a ed. Rio de Janeiro: Ver. LTC, 2004.

NUNES, M. M. **Estudo experimental de difusor hidrodinâmico para turbinas hidrocinéticas**. Monografia (Graduação em Engenharia Mecânica) - Departamento de Engenharia Mecânica - UnB, Brasília, 2017.

NOVUS: **artigo técnico – controle PID básico**. Disponível em: <<https://www.novus.com.br/artigosnoticias/arquivos/ArtigoPIDBasicoNovus.pdf>>. Acesso em: 19 de maio de 2018.

OGATA, K. **Engenharia de controle moderno**. 5^a ed. São Paulo, SP: Pearson Prentice Hall. 2010.

OLIVEIRA, A. L. **Modelo híbrido de aprendizagem utilizando a plataforma arduino aplicado ao ensino tecnológico de informática**. 2015. 123p. Dissertação (Mestrado em Engenharia Elétrica) - Departamento de Engenharia Elétrica - UnB, Brasília, DF.

OLIMPO A., et al. **Wind Energy Generation: Modelling and Control**. Estados Unidos da América. John Wiley and Sons Ltd, agosto, 2009.

PICOLO, A. P., et al. **Uma abordagem sobre a energia eólica como alternativa de ensino de tópicos de física clássica**. Revista Brasileira de Ensino de Física. Instituto Federal de Educação, Ciência e Tecnologia do Rio grande do Sul, Farroupilha, RS., v 36, n. 4, março, 2014.

PEREIRA, R. B. S; TUTIDA, V. U. C. **Proposta de perfis aerodinâmicos para aerogeradores em baixas velocidades**. Monografia (graduação em Engenharia de Energia). Faculdade UnB Gama -FGA. Universidade de Brasília, Brasília, 2015.

PORTAL ENGENHARIA: **principais causas dos problemas dos aerogeradores com caixa multiplicadora, parte 1 e 2**. Disponível em: <<https://www.portal-energia.com/principais-causas-dos-problemas-dos-aerogeradores-com-caixa-multiplicadora-parte-1/>>. Acesso em: 18 de abril de 2018.

QUORA: **how do small-scale wind turbines differ from utility-scale wind power turbines?** Disponível em: <<https://www.quora.com/How-do-small-scale-wind-turbines-differ-from-utility-scale-wind-power-turbines>>. Acesso em: 18 de abril de 2018.

RUGGIERO, M. A. G., LOPES, V. L. R. **Cálculo numérico: aspectos teóricos e computacionais**. 2ª ed. São Paulo: Pearson, 1994.

RODRIGUES, E. M. J. **Fundamentos da engenharia aeronáutica**. Ed 1ª. São Paulo: Cengage Learning, 2013.

RIEGELS, F. W. **Aerofoil sections: results from wind-tunnel investigations – theoretical foundations**. Londres: BUTTERWORTH & CO. (Publ.), Ltd., 1961. Disponível em: <<https://www3.nd.edu/~ame40462/RiegelsAerofoilSections.pdf>>. Acesso em: 28 de setembro de 2018.

SARGHINI, F.; PIOMELLI, U.; BALARAS, E. **Scale-similar models for large-eddy simulations**. Physics of Fluids, volume II, number 6. June 1999. Disponível em: <<https://ntrs.nasa.gov/archive/nasa/casi.ntrs.nasa.gov/20000039436.pdf>>. Acesso em: 10 de outubro de 2018.

SORENSEN, P. E., et al. **Simulation of interaction between wind farm and power system**. Denmark. Forskningscenter Risoe. Risoe-R, 2002. No. 1281 (EN).Disponível em: <<http://www.forskningsdatabasen.dk/en/catalog/2389485118>>. Acesso em: 20 de outubro de 2018.

SOETHE, V. L.; SOUZA, L. F. D.; DEYNA, A. **Projeto e construção de um túnel de vento didático**, XXXIX COBENGE, 2011, Santa Catarina. **Anais eletrônicos**. Blumenau: FURB, 2011. Disponível em: < <http://www.abenge.org.br/cobenge/arquivos/8/sexsoestec/art2060>>. Acesso em: setembro de 2018.

SILVA, P. A. S. F. **Estudo numérico de turbinas hidrocínéticas de Eixo horizontal**. 2014. 122f. Dissertação (Mestrado em Ciências Mecânicas) - Departamento de Engenharia Mecânica - UnB, Brasília, 2014.

SPERANDIO, D; MENDES, J. T.; SILVA, L. H. M. **Cálculo numérico: características matemáticas e computacionais dos métodos numéricos**. São Paulo: Person Pretience Hall, 2003.

WENZEL, G. M. **Projeto aerodinâmico de pás de turbinas eólicas de eixo horizontal**. 2007. 76 f. Trabalho de Conclusão de Curso (Bacharelado em Engenharia Mecânica) – Faculdade de Engenharia FENG – Pontifícia Universidade Católica do Rio Grande do Sul. Novembro, 2007.

ZIED DRISS, et al. **Experimental investigation of the Reynolds number's effect on the aerodynamics characteristics of a horizontal axis wind turbine of the gottingen 188 airfoil type**. American Journal of Mechanical Engineering 1, no 5 (2013): 143-148. Doi: 10.12691/ajme -1-5-7.

ANEXOS

ν	$t_{0,55}$	$t_{0,60}$	$t_{0,70}$	$t_{0,75}$	$t_{0,80}$	$t_{0,90}$	$t_{0,95}$	$t_{0,975}$	$t_{0,99}$	$t_{0,995}$
1	,158	,325	,727	1,000	1,376	3,08	6,31	12,71	31,82	63,66
2	,142	,289	,617	,816	1,061	1,89	2,92	4,30	6,96	9,92
3	,137	,277	,584	,765	,978	1,64	2,35	3,18	4,54	5,84
4	,134	,271	,569	,741	,941	1,53	2,13	2,78	3,75	4,60
5	,132	,267	,559	,727	,920	1,48	2,02	2,57	3,36	4,03
6	,131	,265	,553	,718	,906	1,44	1,94	2,45	3,14	3,71
7	,130	,263	,549	,711	,896	1,42	1,90	2,36	3,00	3,50
8	,130	,262	,546	,706	,889	1,40	1,86	2,31	2,90	3,36
9	,129	,261	,543	,703	,883	1,38	1,83	2,26	2,82	3,25
10	,129	,260	,542	,700	,879	1,37	1,81	2,23	2,76	3,17
11	,129	,260	,540	,697	,876	1,36	1,80	2,20	2,72	3,11
12	,128	,259	,539	,695	,873	1,36	1,78	2,18	2,68	3,06
13	,128	,259	,538	,694	,870	1,35	1,77	2,16	2,65	3,01
14	,128	,258	,537	,692	,868	1,34	1,76	2,14	2,62	2,98
15	,128	,258	,536	,691	,866	1,34	1,75	2,13	2,60	2,95
16	,128	,258	,535	,690	,865	1,34	1,75	2,12	2,58	2,92
17	,128	,257	,534	,689	,863	1,33	1,74	2,11	2,57	2,90
18	,127	,257	,534	,688	,862	1,33	1,73	2,10	2,55	2,88
19	,127	,257	,533	,688	,861	1,33	1,73	2,09	2,54	2,86
20	,127	,257	,533	,687	,860	1,32	1,72	2,09	2,53	2,84
21	,127	,257	,532	,686	,859	1,32	1,72	2,08	2,52	2,83
22	,127	,256	,532	,686	,858	1,32	1,72	2,07	2,51	2,82
23	,127	,256	,532	,685	,858	1,32	1,71	2,07	2,50	2,81
24	,127	,256	,531	,685	,857	1,32	1,71	2,06	2,49	2,80
25	,127	,256	,531	,684	,856	1,32	1,71	2,06	2,48	2,79
26	,127	,256	,531	,684	,856	1,32	1,71	2,06	2,48	2,78
27	,127	,256	,531	,684	,855	1,31	1,70	2,05	2,47	2,77
28	,127	,256	,530	,683	,855	1,31	1,70	2,05	2,47	2,76
29	,127	,256	,530	,683	,854	1,31	1,70	2,04	2,46	2,76
30	,127	,256	,530	,683	,854	1,31	1,70	2,04	2,46	2,75
40	,126	,255	,529	,681	,851	1,30	1,68	2,02	2,42	2,70
60	,126	,254	,527	,679	,848	1,30	1,67	2,00	2,39	2,66
120	,126	,254	,526	,677	,845	1,29	1,66	1,98	2,36	2,62
∞	,126	,253	,524	,674	,842	1,28	1,645	1,96	2,33	2,58

Fonte: FISHER, R. A e YATES, F Statistical Tables for Biological, Agricultural and Medical Research.

CÓDIGOS EM ARDUINO

ALGORITMO PARA CONTROLE DE ROTAÇÃO

```

/*-----
                                     Controle de Torque e Rotação
                                     Universidade Federal do Pará - UFPA
                                     Núcleo de desenvolvimento Amazônico em Engenharia - NDAE
                                     Laboratório de Turbomáquinas - LABTURBO
/*-----ROTAÇÃO-----*/
volatile byte contagem_rpm; //variável volátil de 8 bits, de 0 a 255.
unsigned int rpm; // variável inteira (16 bits)de valores apenas positivos.
unsigned long tempo_anterior; //variável de tamanho extenso (32bits) de valores positivos.
/*-----CONTROLE PID-----*/
int pinRele12 = 12; // ajustar pino digital
int pinRele4 = 4; // ajustar pino digital
#define pin_controle 9

double
P = 0,
I = 0,
D = 0;
double
KP = 0.40, // 0.4,0.03,0.04 0.1 , 0.05, 0.02 para para (-200 a 200)
KI= 0.03, // refinamento (proporcional à amplitude e duração do desvio)
KD= 0.04;// diminui o tempo de resposta (proporcional à velocidade de variação do desvio)
double PID;
double error = 0;
double ultimoRPM;
double setPoint = 2000;
double setPoint2 = 2000;
double ControleMin = -200;
double ControleMax = 200;
int valSaida = 0;
long lastProcess = 0;
float Ltempo;
unsigned long tempAtual;
unsigned long tempOcc;
long intervalo = 10;

```

```

int outputValue = 0;
float sensorValue = 0;
float lastPID = 124;
/*-----VARIÁVEIS MÉDIA DA ROTAÇÃO-----*/
int soma = 0;
int media = 0;
int qnt = 0;
/*-----*/

void setup () {
  Serial.begin(9600);
  pinMode(pinRele12, OUTPUT);
  pinMode(pinRele4, OUTPUT);

  contagem_rpm = 0;
  rpm = 0;
  tempo_anterior = 0;
  //attachInterrupt(0,Frpm, RISING);
  /*-----*/
}

void loop ()
{
  /*-----ROTAÇÃO-----*/
  attachInterrupt(0,Frpm, RISING);
  delay(1000);
  detachInterrupt(0);
  rpm =( 20* 1000000 / (micros() - tempo_anterior) * contagem_rpm);
  tempo_anterior = micros();
  contagem_rpm = 0;
  soma = 0;
  media = 0;
  for (int i = 0; i < qnt; i++ ) {
    soma = soma + rpm;
  }
  media = soma / qnt;
  /*-----*/
}

```

```

if(Serial.available()) {
  float dado = Serial.parseInt();
  /*-----COMANDO VIA SERIAL-----*/
  if (dado >= 0) {
    setPoint = dado;
  }
  if (dado <= 0) {
    setPoint2 = setPoint;
  }
  Ltempo = millis();
}
setPoint2 = setPoint;
error = setPoint2 - rpm;
/*-----ACIONAMENTO DOS RELÉS-----*/
if (setPoint2 < 500) { // calibrar este valor para baixas rotações
  digitalWrite(pinRele12, HIGH);
  digitalWrite(pinRele4, HIGH);
}
if (setPoint2 > 500) {
  digitalWrite(pinRele12, LOW);
  digitalWrite(pinRele4, LOW);
}
/*-----PID-----*/
//error = setPoint2 - valor;
float deltaTempo = (millis() - lastProcess)/1000.0;//em segundos
lastProcess = millis();
P = error * KP;
I+= (error * KI) * deltaTempo;
D = (ultimoRPM - rpm) * KD / deltaTempo;
ultimoRPM = rpm;
PID = -(P + I + D);
// controlePWM = PID + setPoint; //verificar esta linha
sensorValue = (lastPID + PID); // verificar esta linha
sensorValue = (PID);
sensorValue = (sensorValue >= ControleMax ? ControleMax : sensorValue);// Limitador p/ máximo

```

```
sensorValue = (sensorValue <= ControleMin ? ControleMin : sensorValue); // Limitador p/ mínimo
lastPID = sensorValue;
outputValue = map(sensorValue, ControleMin, ControleMax, 0, 255); // conversão p/ 8 bits
analogWrite(pin_controle, outputValue);
tempOcc = millis();
if (tempAtual - tempOcc > intervalo) {
    tempOcc = tempAtual;
}
    Serial.print(" RPM: ");
    Serial.print(rpm);
    Serial.print(" SetPoint= ");
    Serial.println(setPoint, 0);
// Serial.print(" Controle: ");
//Serial.println(sensorValue, DEC);
}
/*-----FUNÇÃO DE INERRUPÇÃO-----*/
void Frpm () {
    contagem_rpm++;
}
```

ALGORITIMO DE LEITURA DE TORQUE

```

int bota = 8;// fator zero
int botb = 9;// fator de calibração
int botc = 10;// medição
int epina = 0;
int epinb = 0;
int epinc = 0;
#include <LiquidCrystal.h>
LiquidCrystal lcd(12, 11, 5, 4, 3, 2);
#include "HX711.h"
#include <Wire.h>
#define DOUT  A4
#define CLK  A5
#define DEC_POINT  2
#define STABLE  1
float offset = 0;
float calibration_factor = 1000;
float real_weight = 79.86;
HX711 scale(DOUT, CLK);
unsigned char state = 0;
long FindZeroFactor();
float get_units_kg();
void ReadWeight();
void FindCalibrationFactor();
unsigned long atualizacao;
void setup()
{
lcd.begin(16,2);
lcd.clear();
lcd.setCursor(0,0);
lcd.print("LABORATORIO DE TURBOMAQUINAS - UFPA/NDÆE ");
delay(1000);
for (int i=0 ; i < 24; i++){
  lcd.scrollDisplayLeft();
  delay(300);

```

```
}  
delay(1000);  
lcd.clear();  
lcd.setCursor(0,0);  
lcd.print("A:F.zero B:F.ca");  
lcd.setCursor(0,1);  
lcd.print("libracao C:Medir");  
pinMode (bota, INPUT_PULLUP);  
pinMode (botb, INPUT_PULLUP);  
pinMode (botc, INPUT_PULLUP);  
}  
void loop()  
{  
  epina = digitalRead(bota);  
  if (epina == LOW) {  
    state = 1;  
    lcd.clear();  
    lcd.setCursor(0,0);  
    lcd.print("Retire qualquer peso sobre o equipamento ");  
    delay(1000);  
    for (int i=0 ; i < 24; i++){  
      lcd.scrollDisplayLeft();  
      delay(350);  
    }  
    delay(5000);  
  } else {}  
  epinb = digitalRead(botb);  
  if (epinb == LOW) {  
    state = 2;  
    lcd.clear();  
    lcd.setCursor(0,0);  
    lcd.print("Posicione o peso de calibracao");  
    delay(1000);  
    for (int i=0 ; i < 15; i++){  
      lcd.scrollDisplayLeft();  
      delay(300);  
    }  
  }  
}
```

```

    }
    delay(5000);
  } else {}
  epinc = digitalRead(botc);
  if (epinc == LOW ) {
    state = 3;
  } else {}
  switch (state)
  {
  case 0:
    break;
  case 1:
    FindZeroFactor();
    // ReadWeight();
    state = 0;
    break;
  case 2:
    FindCalibrationFactor();
    state = 0;
    break;
  case 3:
    ReadWeight();
    break;
  case 4:
    break;
  }
}

long FindZeroFactor()
{
  lcd.clear();
  lcd.setCursor(3,0);
  lcd.print("Fator Zero:");
  lcd.setCursor(0,1);
  lcd.print("Aguarde...");
  // Serial.println("Procurando o Fator Zero");
}

```

```

// Serial.println("Aguarde ...");
scale.set_scale();
scale.tare();
long zero_factor = scale.read_average(20);
// Serial.print("Fator Zero: ");
// Serial.println(zero_factor);
lcd.clear();
lcd.setCursor(3,0);
lcd.print("Fator Zero:");
lcd.setCursor(1,1);
lcd.print(zero_factor);
return (zero_factor);
}
void FindCalibrationFactor()
{
  unsigned char flag_stable = 0;
  unsigned int decpoint = 1;
  for (unsigned char i = 0; i < DEC_POINT + 1; i++)
    decpoint = decpoint * 10;
  while (1)
  {
    scale.set_scale(calibration_factor);
//   Serial.print("Reading: ");
    float read_weight = get_units_kg();
    String data = String(read_weight, DEC_POINT);
    lcd.clear();
    lcd.setCursor(2,0);
    lcd.print("F. Calibracao");
    lcd.setCursor(3,1);
    lcd.print("Aguarde..");
    long r_weight    = (read_weight * decpoint);
    long int_read_weight = read_weight * decpoint;
//   Serial.print(r_weight);
//   Serial.print(" , ");
//   Serial.println(int_read_weight);
    long x;

```

```
if (r_weight == int_read_weight)
{
    flag_stable++;
    if (flag_stable >= STABLE)
    {
        lcd.clear();
        lcd.setCursor(2,0);
        lcd.print("F. calibracao:");
        lcd.setCursor(1,1);
        lcd.print(calibration_factor);
        // Serial.print("O Fator de Calibracao e : ");
        // Serial.println(calibration_factor);
        break;
    }
}
if (r_weight > int_read_weight)
{
    x = r_weight - int_read_weight;
    if (x > 100) //>
        calibration_factor -= 1;
    else if (x > 10) //>
        calibration_factor -= 10;
    else
        calibration_factor -= 1;
    flag_stable = 0;
}
if (r_weight < int_read_weight)
{
    x = int_read_weight - r_weight;
    if (x > 100) //>
        calibration_factor += 1;
    else if (x > 10) //>
        calibration_factor += 10;
    else
        calibration_factor += 100;
    flag_stable = 0;
}
```

```
    }  
  }  
}  
float get_units_kg()  
{  
  return (scale.get_units() * 0.453592);  
}  
void ReadWeight()  
{  
  if ((millis() - atualizacao) >= 1000) { // contador em milisegundos para apresentar os dados  
    atualizacao = millis();  
    scale.set_scale(calibration_factor);  
    lcd.clear();  
    lcd.setCursor(1,0);  
    lcd.print("TORQUE (N.mm)=");  
    String data = String(get_units_kg() + offset, DEC_POINT);  
    lcd.setCursor(1,1);  
    lcd.print(data);  
  }  
}
```