

MINISTÉRIO DA EDUCAÇÃO
UNIVERSIDADE FEDERAL DO RIO GRANDE DO SUL
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA

ESTUDO COMPARATIVO EXPERIMENTAL E NUMÉRICO SOBRE O DESEMPENHO
DE TURBINAS SAVONIUS HELICOIDAL E DE DUPLO-ESTÁGIO

por

Leonardo Brito Kothe

Dissertação para obtenção do Título de
Mestre em Engenharia

Porto Alegre, março de 2016

ESTUDO COMPARATIVO EXPERIMENTAL E NUMÉRICO SOBRE O DESEMPENHO
DE TURBINAS SAVONIUS HELICOIDAL E DE DUPLO-ESTÁGIO

por

Leonardo Brito Kothe
Engenheiro Mecânico

Dissertação submetida ao Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica, da
Escola de Engenharia da Universidade Federal do Rio Grande do Sul, como parte dos
requisitos necessários para a obtenção do Título de

Mestre em Engenharia

Área de Concentração: Energia

Orientador: Prof^ª. Dr.^a. Adriane Prisco Petry

Aprovada por:

Prof. Dr. Elizaldo Domingues dos Santos, FURG

Prof. Dr. Alexandre Vagtinski de Paula, DEMEC / UFRGS

Prof. Dr. Arno Krenzinger, PROMEC / UFRGS

Prof. Dr. Luiz Alberto Oliveira Rocha
Coordenador do PROMEC

Porto Alegre, 11 de março de 2016

AGRADECIMENTOS

Aos meus familiares por todo o incentivo e confiança. Sem vocês eu nunca chegaria até aqui.

À minha namorada Bárbara por estar sempre ao meu lado.

Aos meus amigos e colegas pelo apoio neste período.

À minha orientadora Adriane Prisco Petry por toda dedicação, dicas e sugestões para a realização deste trabalho.

Aos amigos do Laboratório de Mecânica dos Fluidos com quem convivi por muito tempo nestes últimos anos.

Ao Centro de Tecnologia da Informação Renato Archer pelo auxílio na fabricação das turbinas por prototipagem 3D.

Ao colega Gustavo Cunha Dias, que foi quem fabricou o novo bocal para o túnel aerodinâmico auxiliando este estudo.

A todos que contribuíram de alguma forma para a realização deste trabalho.

Aos professores e funcionários da UFRGS.

Agradeço à CAPES, por me agraciar com uma bolsa de estudos.

RESUMO

O presente trabalho apresenta um estudo numérico e experimental sobre o desempenho aerodinâmico de turbinas eólicas de eixo vertical envolvendo rotores Savonius convencional de duplo-estágio e helicoidal. O estudo experimental é realizado no Túnel Aerodinâmico Professor Debi Pada Sadhu, do Laboratório de Mecânica dos Fluidos da UFRGS. As simulações numéricas são realizadas com o *software* Fluent/ANSYS utilizando o Método dos Volumes Finitos. São comparados os coeficientes de torque estático e dinâmico, o coeficiente de potência, além de uma análise aerodinâmica das duas turbinas. As medições são realizadas empregando Tubos de Pitot, um torquímetro estático digital e um torquímetro simples construído para a medição do torque dinâmico. As turbinas são fabricadas através da técnica de prototipagem 3D, com uma semelhança de dimensões e parâmetros. As soluções numéricas são resolvidas através da equação da continuidade, das equações de Navier-Stokes com médias de Reynolds (RANS) e pelo modelo de turbulência $k-\omega$ SST. A qualidade da malha utilizada é avaliada através do método de Índice de Convergência de Malha (GCI), para três diferentes tamanhos de malha. São feitas análises dos rotores na forma estática para diferentes ângulos de incidência e com a turbina em rotação são feitas análises para diferentes razões de velocidades de ponta de pá (λ). Resultados demonstram que a turbina helicoidal apresenta um coeficiente de torque positivo para todos os ângulos do rotor, assim como a turbina convencional de dois estágios. O coeficiente de torque dinâmico da turbina helicoidal é superior ao da turbina de duplo-estágio para a maioria dos casos, e também apresenta menor oscilação de torque ao longo de cada rotação. Por consequência, o coeficiente de potência do rotor helicoidal também se tornou superior, com um valor máximo encontrado na ordem de 11,8% para um λ de 0,65 no caso experimental, e de 8,4% para o mesmo λ no caso numérico, quando comparado com o rotor de duplo-estágio. Os erros relativos entre as simulações numéricas e os resultados experimentais estão entre 2,16% e 13,4%. Uma estimativa de potência gerada é feita para ambos os casos, para uma razão de velocidade de ponta de 0,65, onde a turbina helicoidal apresenta melhores resultados em relação ao rotor de duplo-estágio, na ordem de 13,6% para uma velocidade de 10,4 m/s.

Palavras-chave: Turbinas Eólicas de Eixo Vertical; Estudo Numérico e Experimental; Desempenho Aerodinâmico; Túnel Aerodinâmico

ABSTRACT

This paper presents a numerical and experimental study of vertical axis wind turbine performance comparison involving two-stage and helical Savonius rotors. The experimental study is conducted in the Aerodynamic Tunnel Professor Debi Pada Sadhu at the Fluid Mechanics Laboratory of the UFRGS. The numerical simulations are performed with the Fluent/ANSYS software using the Finite Volumes Method. The static and dynamic torque coefficients, the power coefficients, and an aerodynamic analysis of the two turbines are compared. Measurements are made using Pitot tubes, a digital static torque wrench and a simple wrench constructed for the dynamic torque measurement. The aerodynamics rotors are manufactured by 3D prototyping technique with similar dimensions and parameters. Numerical solutions are solved by the continuity equation, the Reynolds Averaged Navier-Stokes (RANS) equations and the turbulence model $k-\omega$ SST. The quality of the mesh used is evaluated used the Grid Convergence Index (GCI) method, for three different mesh sizes. The rotors analyzes are made in static form for different angles of incidence and for the rotating turbine analyzes are made for different tip speed ratio (λ). Results show that the helical turbine has a positive static torque coefficient for any rotor angles, as well as conventional two-stage turbine. The dynamic torque coefficient of the helical turbine is higher than the two-stage turbine for most cases and also shows less torque variation along each rotation. Consequently, the power coefficient of the helical rotor also become higher, with a maximum value found on the order of 11.8% for a λ of 0.65 in the experimental case, and 8.4% for the same λ number when compared with the two-stage rotor. The relative errors between the numerical simulations and the experimental results are between 2.16% and 13.4%. A generated power estimate is made for both cases, for a tip speed ratio of 0.65, where the helical turbine provides better results compared to two-stage rotor in order of 13.6% for a velocity of 10.4 m/s.

Keywords: Vertical Axis Wind Turbines, Numerical and Experimental Study; Aerodynamic performance; Aerodynamic Tunnel

ÍNDICE

1	INTRODUÇÃO	1
1.1	Motivação	1
1.2	Justificativa	2
1.3	Objetivos.....	3
1.4	Organização do Trabalho.....	4
2	OPERAÇÃO DE TURBINAS SAVONIUS	5
2.1	Operação e Desempenho	6
2.2	Parâmetros Fundamentais	10
2.2.1	Placas de Extremidade	10
2.2.2	Razão de Aspecto	11
2.2.3	Afastamento e Sobreposição.....	11
2.2.4	Número de Estágios	12
2.2.5	Número e Formato das Pás	13
2.2.6	Interferência do Eixo e de Acessórios	15
2.2.7	O Efeito de Estatores	16
2.2.8	Influência do Número de Reynolds e das Escalas de Turbulência	18
2.3	Discussão Sobre o Efeito de Bloqueio.....	19
2.4	Discussão Sobre Estudos e Resultados da Literatura	23
2.5	Trabalhos Experimentais	23
2.6	Estudos Numéricos	27
3	METODOLOGIA	29
3.1	Metodologia Experimental	29
3.1.1	O Canal Aerodinâmico	29
3.1.1.1	Perfil de Velocidade do Túnel Aerodinâmico	30
3.1.2	Turbinas Utilizadas no Estudo.....	34
3.1.3	Fabricação do Modelo	36
3.1.4	Suporte.....	38

3.1.5	Instrumentação.....	39
3.1.6	Procedimentos Experimentais	41
3.2	Metodologia Numérica	41
3.2.1	Discretização do Domínio	42
3.2.1.1	Condições de Contorno.....	43
3.2.2	Avaliação da Qualidade da Malha	44
3.2.3	Discretização Temporal	46
3.2.4	Modelagem Matemática	46
3.2.5	Modelo de Turbulência.....	47
3.2.6	Tratamento de Parede	50
3.2.7	Cálculo do Torque	51
3.2.8	Métodos de Solução.....	51
4	RESULTADOS	53
4.1	Resultados Numéricos e Experimentais com o Rotor Estático.....	53
4.2	Simulações com a Turbina em Rotação.....	63
4.2.1	Resultados Experimentais.....	63
4.2.2	Resultados Numéricos	67
4.3	Comparativo de Resultados Numéricos x Experimentais	73
4.4	Comparativo Turbina Helicoidal x Turbina Duplo-Estágio	76
5	CONCLUSÕES	80
5.1	Conclusões	80
5.2	Trabalhos Futuros	81
	REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS	83
	APÊNDICE A – Incertezas de Medição	87
	APÊNDICE B – Perfil de velocidades do túnel aerodinâmico	105

ANEXO A – Especificações do material utilizado na fabricação das turbinas	114
ANEXO B – Especificações do torquímetro estático utilizado.....	116
ANEXO C – Especificações do foto tacômetro digital utilizado	121
ANEXO D – Especificações do multímetro eletrônico utilizado	122

LISTA DE FIGURAS

Figura 2.1 – (a) Moinho de vento persa; (b) moinho de vento chinês [adaptado de Gasch e Twele, 2012].....	5
Figura 2.2 – Curvas características de diversos tipos de turbinas [adaptado de Gasch e Twele, 2012].....	9
Figura 2.3 – Detalhamento de uma placa de extremidade.....	10
Figura 2.4 – Turbinas com diferentes razões de aspecto.....	11
Figura 2.5 – Diferentes tipos de sobreposição (esquerda) e afastamento (direita).....	12
Figura 2.6 – Turbinas com um (esquerda) e dois (direita) estágios.....	13
Figura 2.7 – Turbinas com diferentes números de pás.....	14
Figura 2.8 – Turbinas com diferentes formatos de pás.....	14
Figura 2.9 – Formato de turbina com pás modificadas [adaptado de Mohamed, 2011].....	16
Figura 2.10 – Diversos tipos de estatores [adaptado de Akwa, 2010].....	16
Figura 2.11 – Turbina com estator durante estudo [adaptado de Alexander e Holownia, 1978].....	17
Figura 2.12 – Gráfico comparativo dos métodos aplicados [adaptado de Ross <i>et al.</i> , 2011]...	21
Figura 2.13 – Gráfico mostrando a diferença de resultados de coeficiente de potência com diferentes métodos de correção [adaptado de Akwa, 2014].....	22
Figura 2.14 – Desenho esquemático representando o estudo de Kailash [adaptado de Kailash <i>et al.</i> , 2012].....	25
Figura 3.1 – Túnel aerodinâmico Professor Debi Pada Sadhu.....	29
Figura 3.2 – Pontos de medição da seção de testes do túnel aerodinâmico.....	31
Figura 3.3 – Perfil de velocidade transversal na seção de testes para as frequências de 20 e 30 Hz.....	31
Figura 3.4 – Perfil de velocidade transversal na seção de testes para as frequências de 40 e 50 Hz.....	31
Figura 3.5 – Desenho esquemático das turbinas helicoidal (esquerda) e duplo-estágio (direita).....	35
Figura 3.6 – Desenho dos projetos das turbinas helicoidal (esquerda) e duplo-estágio (direita).....	36
Figura 3.7 – Turbinas helicoidal (esquerda) e duplo-estágio (direita) após serem impressas..	37

Figura 3.8 – Turbina helicoidal no pós-processamento: (a) antes do processo de acabamento; (b) após a aplicação da massa rápida; (c) após o lixamento; (d) após a pintura.....	37
Figura 3.9 – Suporte de fixação da turbina Savonius helicoidal no túnel aerodinâmico	38
Figura 3.10 – Torquímetro digital portátil Lutron TQ-8800	39
Figura 3.11 – Torquímetro dinâmico montado.....	41
Figura 3.12 – Figura esquemática do domínio computacional.....	42
Figura 4.1 – Detalhamentos da malha utilizada com 9.750.624 volumes.....	54
Figura 4.2 – Representação dos valores de y^+ para ambas as turbinas.....	55
Figura 4.3 – Visualização do Plano ZX.....	55
Figura 4.4 – Diferentes posições de Y analisadas.....	55
Figura 4.5 – Campos de pressão da turbina de duplo-estágio para diferentes valores de Y	56
Figura 4.6 – Campos de pressão da turbina helicoidal para diferentes valores de Y	57
Figura 4.7 – Vetores de velocidade da turbina de duplo-estágio para diferentes valores de Y	58
Figura 4.8- Vetores de velocidade da turbina helicoidal para diferentes valores de Y	59
Figura 4.9 – Pontos de recirculação do estágio superior da turbina duplo-estágio	60
Figura 4.10 – Pontos de recirculação na turbina helicoidal.....	60
Figura 4.11 – Posição das turbinas estáticas durante os procedimentos experimentais	60
Figura 4.12 – Coeficiente de torque estático da turbina helicoidal para diferentes ângulos	62
Figura 4.13 – Coeficiente de torque estático da turbina de duplo-estágio para diferentes ângulos.....	63
Figura 4.14 – Comparativo de coeficiente de torque experimental entre as duas turbinas	67
Figura 4.15 – Comparativo de coeficiente de potência experimental entre as duas turbinas...	67
Figura 4.16 – Variação do torque durante uma volta da turbina de duplo-estágio.....	68
Figura 4.17 – Variação do torque durante uma volta da turbina helicoidal	69
Figura 4.18 – Campos de vetores de velocidade e pressão nas pás da turbina de duplo-estágio para as posições de incidência de 60° e 105°	70
Figura 4.19 – Campos de vetores de velocidade e pressão nas pás da turbina de duplo-estágio para as posições de incidência de 105° e 150°	70
Figura 4.20 – Coeficientes de torque numérico das turbinas de duplo-estágio e helicoidal	71
Figura 4.21 – Coeficientes de potência numérico das turbinas de duplo-estágio e helicoidal .	71
Figura 4.22 – Variação do torque para uma volta da turbina de duplo-estágio para diferentes velocidades de escoamento com λ de 0,65	72

Figura 4.23 – Variação do torque para uma volta da turbina helicoidal para diferentes velocidades de escoamento com λ de 0,65	72
Figura 4.24 – Coeficientes de torque numérico das duas turbinas para diferentes velocidades de escoamento.....	72
Figura 4.25 – Resultados numéricos e experimentais de coeficientes de torque da turbina helicoidal para diferentes valores de λ	74
Figura 4.26 – Resultados numéricos e experimentais de coeficientes de potência da turbina helicoidal para diferentes valores de λ	74
Figura 4.27 – Resultados numéricos e experimentais de coeficientes de torque da turbina de duplo-estágio para diferentes valores de λ	75
Figura 4.28 – Resultados numéricos e experimentais de coeficientes de potência da turbina de duplo-estágio para diferentes valores de λ	75
Figura 4.29 – Desempenho do torque para uma volta das turbinas helicoidal e de duplo-estágio para velocidade de 7,6 m/s, λ de 0,65 e número de Reynolds de 49.410.....	76
Figura 4.30 – Geração de potência entre as turbinas.....	77
Figura 4.31 – Coeficientes de potência da turbina helicoidal do presente trabalho e da turbina apresentada por Oliveira, 2014.....	78
Figura 4.32 – Coeficientes de potência da turbina helicoidal do presente trabalho e da turbina apresentada por Oliveira, 2014.....	78
Figura 4.33 – Coeficiente de torque: (a) presente trabalho; (b) Akwa, 2010.....	79
Figura A.1 – Leitura de um paquímetro [adaptado de http://www.stefanelli.eng.br/]	88
Figura A.2 – Leitura de um paquímetro na região do nônio [adaptado de http://www.stefanelli.eng.br/].....	88
Figura A.3 – Escala de um termômetro	89
Figura A.4 – Equações e variáveis utilizadas no <i>software</i>	92
Figura A.5 – Dados utilizados no <i>software</i> computacional.....	98
Figura B.1 – Túnel aerodinâmico sem o bocal [adaptado de Luz, 2013].....	105
Figura B.2 – Projeto do bocal feito através de <i>software</i>	106
Figura B.3 – Bocal fabricado para o túnel.....	106
Figura B.4 – Pontos medidos na seção de testes do túnel	107
Figura C.1 – Especificações do material utilizado na fabricação das turbinas (1/2).....	114
Figura C.2 – Especificações do material utilizado na fabricação das turbinas (2/2).....	115

Figura C.3 – Especificações do torquímetro estático (1/2)	116
Figura C.4 – Especificações do torquímetro estático (2/2)	117
Figura C.5 – Certificado de calibração (1/3)	118
Figura C.6 – Certificado de calibração (2/3)	119
Figura C.7 – Certificado de calibração (3/3)	120
Figura C.8 – Especificações do foto tacômetro digital.....	121
Figura C.9 - Especificações do multímetro eletrônico	122

LISTA DE TABELAS

Tabela 2.1 – Diferentes valores de intensidade de turbulência (IT) e comprimento característico utilizados e diversos trabalhos.....	19
Tabela 3.1 – Possíveis dimensões das turbinas a serem empregadas.....	34
Tabela 3.2 – Demais dimensões das turbinas.....	35
Tabela 3.3 – Quantidade de volumes das três malhas utilizadas.....	45
Tabela 4.1 – As três malhas simuladas com seus respectivos coeficientes de torque.....	53
Tabela 4.2 – Valores calculados durante a avaliação de qualidade de malha.....	54
Tabela 4.3 – Resultados estáticos para a turbina helicoidal.....	61
Tabela 4.4 - Resultados estáticos para a turbina de duplo-estágio.....	62
Tabela 4.5 – Rotações obtidas para as turbinas para diferentes frequências do inversor.....	64
Tabela 4.6 – Resultados das medições dinâmicas para a turbina de duplo-estágio.....	65
Tabela 4.7 – Resultados das medições dinâmicas para a turbina helicoidal.....	66
Tabela A.1 – Equipamentos utilizados para determinar perfil de velocidades do túnel aerodinâmico.....	91
Tabela A.2 – Leituras do perfil de velocidades para 20 Hz.....	91
Tabela A.3 – Incertezas de medição para o perfil de velocidades com 20 Hz.....	92
Tabela A.4 – Leituras do perfil de velocidades para 30 Hz.....	93
Tabela A.5 – Incertezas de medição para o perfil de velocidades com 30 Hz.....	93
Tabela A.6 – Leituras do perfil de velocidades para 40 Hz.....	93
Tabela A.7 – Incertezas de medição para o perfil de velocidades com 40 Hz.....	93
Tabela A.8 – Leituras do perfil de velocidades para 50 Hz.....	94
Tabela A.9 – Incertezas de medição para o perfil de velocidades com 50 Hz.....	94
Tabela A.10 – Incertezas de medição para torque estático da turbina helicoidal com um ângulo de incidência de 0°.....	95
Tabela A.11 – Incertezas de medição para torque estático da turbina helicoidal com um ângulo de incidência de 30°.....	95
Tabela A.12 – Incertezas de medição para torque estático da turbina helicoidal com um ângulo de incidência de 45°.....	95
Tabela A.13 – Incertezas de medição para torque estático da turbina helicoidal com um ângulo de incidência de 60°.....	95

Tabela A.14 – Incertezas de medição para torque estático da turbina helicoidal com um ângulo de incidência de 90°	96
Tabela A.15 – Incertezas de medição para torque estático da turbina de duplo-estágio com um ângulo de incidência de 0°	96
Tabela A.16 – Incertezas de medição para torque estático da turbina de duplo-estágio com um ângulo de incidência de 30°	96
Tabela A.17 – Incertezas de medição para torque estático da turbina de duplo-estágio com um ângulo de incidência de 45°	96
Tabela A.18 – Incertezas de medição para torque estático da turbina de duplo-estágio com um ângulo de incidência de 60°	97
Tabela A.19 – Incertezas de medição para torque estático da turbina de duplo-estágio com um ângulo de incidência de 90°	97
Tabela A.20 – Equipamentos utilizados para medição do torque dinâmico e rotação	97
Tabela A.21 – Leituras para determinação de torque dinâmico e rotação da turbina helicoidal para um λ de 0,8.....	98
Tabela A.22 – Incertezas de medição para torque dinâmico e rotação da turbina helicoidal para um λ de 0,8.....	99
Tabela A.23 – Leituras para determinação de torque dinâmico e rotação da turbina helicoidal para um λ de 0,65.....	99
Tabela A.24 – Incertezas de medição para torque dinâmico e rotação da turbina helicoidal para um λ de 0,65.....	99
Tabela A.25 – Leituras para determinação de torque dinâmico e rotação da turbina helicoidal para um λ de 0,5.....	100
Tabela A.26 – Incertezas de medição para torque dinâmico e rotação da turbina helicoidal para um λ de 0,5.....	100
Tabela A.27 – Leituras para determinação de torque dinâmico e rotação da turbina helicoidal para um λ de 0,35.....	100
Tabela A.28 – Incertezas de medição para torque dinâmico e rotação da turbina helicoidal para um λ de 0,35.....	101
Tabela A.29 – Leituras para determinação de torque dinâmico e rotação da turbina helicoidal para um λ de 0,2.....	101

Tabela A.30 – Incertezas de medição para torque dinâmico e rotação da turbina helicoidal para um λ de 0,2.....	101
Tabela A.31 – Leituras para determinação de torque dinâmico e rotação da turbina de duplo-estágio para um λ de 0,65	102
Tabela A.32 – Incertezas de medição para torque dinâmico e rotação da turbina de duplo-estágio para um λ de 0,65	102
Tabela A.33 – Leituras para determinação de torque dinâmico e rotação da turbina de duplo-estágio para um λ de 0,5	102
Tabela A.34 – Incertezas de medição para torque dinâmico e rotação da turbina de duplo-estágio para um λ de 0,5	103
Tabela A.35 – Leituras para determinação de torque dinâmico e rotação da turbina de duplo-estágio para um λ de 0,35	103
Tabela A.36 – Incertezas de medição para torque dinâmico e rotação da turbina de duplo-estágio para um λ de 0,35	103
Tabela A.37 – Leituras para determinação de torque dinâmico e rotação da turbina de duplo-estágio para um λ de 0,2	104
Tabela A.38 – Incertezas de medição para torque dinâmico e rotação da turbina de duplo-estágio para um λ de 0,2	104
Tabela B.1 – Medições feitas para os pontos de A a D para uma frequência de 20 Hz.....	108
Tabela B.2 – Medições feitas para os pontos de A a D para uma frequência de 30 Hz.....	108
Tabela B.3 – Medições feitas para os pontos de A a D para uma frequência de 40 Hz.....	110
Tabela B.4 – Medições feitas para os pontos de A a D para uma frequência de 50 Hz.....	108
Tabela B.5 – Medições feitas para os pontos nas regiões próximas da parede (P) para uma frequência de 20 Hz.....	112
Tabela B.6 – Medições feitas para os pontos nas regiões próximas da parede (P) para uma frequência de 30 Hz.....	112
Tabela B.7 – Medições feitas para os pontos nas regiões próximas da parede (P) para uma frequência de 40 Hz.....	113
Tabela B.8 – Medições feitas para os pontos nas regiões próximas da parede (P) para uma frequência de 50 Hz.....	113

LISTA DE SIGLAS E ABREVIATURAS

CAPES	Coordenação de Aperfeiçoamento de Pessoal de Nível Superior
CFD	Dinâmica dos Fluidos Computacional (<i>Computational Fluid Dynamics</i>)
DNS	Simulação Numérica Direta (<i>Direct Numerical Simulation</i>)
GCI	Índice de Convergência de Malha (<i>Grid Convergence Index</i>)
LES	Simulações de Grandes Escalas (<i>Large Eddy Simulation</i>)
LMF	Laboratório de Mecânica dos Fluidos
PROMEC	Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica
RA	Razão de Aspecto
RANS	<i>Reynolds-Averaged Navier Stokes Equations</i>
SIMPLE	<i>Semi Implicit Linked Equations</i>
SLS	<i>Selective Laser Sintering</i>
SST	<i>Shear-Stress Transport</i>
UFRGS	Universidade Federal do Rio Grande do Sul
3D	Três Dimensões

LISTA DE SÍMBOLOS

$A_{pá}$	Área projetada da pá, m ²
A_r	Área frontal do rotor, m ²
A_T	Área da seção de teste, m ²
a	Afastamento das pás, m
b	Constante utilizada para cálculo da viscosidade dinâmica [kg/m.s.K ^{1/2}]
c	Corda da pá, m
C_A	Coefficiente de arrasto
C_{An}	Coefficiente de arrasto não corrigido
C_P	Coefficiente de potência
C_{Pbetz}	Coefficiente de potência de Betz
C_S	Coefficiente de sustentação
C_T	Coefficiente de torque
$C_{Testático}$	Coefficiente de torque estático
C_{Tnum}	Coefficiente de torque obtido numericamente
C_{Texp}	Coefficiente de torque obtido experimentalmente
$CD_{k\omega}$	Constante do modelo $k-\omega$ SST
d	Distância tomada em relação ao eixo para medição do torque, m
$d_{BARBANTE}$	Diâmetro do barbante, m
D	Diâmetro do rotor, m
D_ω	Termo derivativo cruzado
$f_{exato,ij}$	Estimativa da solução exata entre duas malhas
f_i	Solução numérica da malha mais refinada
f_j	Solução numérica da malha menos refinada
f_1, f_2, f_3	Soluções numéricas do coeficiente de torque estático para as malhas 1, 2 e 3, respectivamente
F	Força, N
$F_1; F_2$	Funções de mistura do modelo $k-\omega$ SST
F_A	Força de arrasto, N
$F_{pressão}$	Força causada pela pressão na face de um volume finito, N

$F_{viscosas}$	Força viscosa na face de um volume finito, N
F_{RES}	Força resultante, N
F_s	Fator de segurança
F_S	Força de sustentação, N
g	Gravidade, m/s ²
GCI_{ij}	Índice de convergência de malha entre duas malhas quaisquer
GCI_{12}	Índice de convergência entre as malhas M1 e M2
GCI_{23}	Índice de convergência entre as malhas M2 e M3
H	Altura do rotor, m
IC	Intervalo de convergência assintótico
IT	Intensidade de turbulência, %
k	Energia cinética turbulenta, J/kg
l	Comprimento de escala, m
L	Diâmetro hidráulico, m
m	Termo de correção do efeito de bloqueio
$m_{BALANÇA}$	Massa aplicada na balança de gancho, kg
m_{CARGA}	Massa da carga usada como freio, kg
\dot{m}	Fluxo de massa, kg/s
N_i	Número total de volumes da malha mais refinada
N_j	Número total de volumes da malha menos refinada
N_T	Número de elementos total do domínio
OC	Ordem de convergência
p	Pressão, Pa
P	Potência do rotor, W
P_s	Potência disponível no vento após a passagem pela turbina eólica, W
P_t	Potência total extraída do vento pelo rotor, W
P^*	Estimativa de pressão, Pa
P'	Correção de pressão, Pa
P_k	Produção de k , m ² /s ³
r	Raio, m
r_{EIXO}	Raio do eixo, m
r_{ij}	Razão de refinamento entre duas malhas quaisquer

r_{12}	Razão de refinamento das malhas 1 e 2
r_{23}	Razão de refinamento das malhas 2 e 3
r_{AB}	Vetor do torque a partir do centro do torque à força especificada, m
R	Constante universal dos gases, J/kg.K
RA	Razão de aspecto, H/D
Ra	Razão de afastamento
Re	Número de Reynolds $[\rho \cdot V_o \cdot D/\mu]$
Rs	Razão de sobreposição
S	Constante de temperatura para cálculo da viscosidade dinâmica, K
s	Sobreposição das pás, m
S_{in}	Medida invariante do tensor de deformações
T	Torque do rotor, Nm
T_{ar}	Temperatura do ar, °C
u	Velocidade na direção X, m/s
u'	Flutuação de velocidade na direção de X. m/s
\bar{u}	Velocidade média na direção de X, m/s
u^+	Lei da parede
u_{lam}^+	Lei da parede laminar
u_{turb}^+	Lei da parede turbulenta
$\overline{u'_i u'_j}$	Média do produto das flutuações, m^2/s^2
u_τ	Velocidade de fricção, m/s
V_o	Velocidade não perturbada do ar, m/s
V_{on}	Velocidade não perturbada do ar não corrigida, m/s
V_{rel}	Velocidade relativa, m/s
V_{tan}	Velocidade tangencial, m/s
X, Y, Z	Coordenadas cartesianas, m
y	Distância da parede, m
y^+	Distância adimensional da parede $[y \cdot u^* \cdot \mu / \rho]$
$\Delta\theta$	Passo angular ou deslocamento angular
Δt	Passo de tempo, s
α	Ângulo de ataque, rad

α'	Constante do modelo $k-\omega$ SST
β	Fator de efeito de bloqueio
β'	Constante do modelo $k-\omega$ SST
β^*	Constante do modelo $k-\omega$ SST
ε	Dissipação da energia cinética turbulenta, m^2/s^3
ε_{ij}	Erro relativo entre duas malhas
Γ	Difusividade efetiva
$\delta_{k,w}$	Delta de Kronecker
γ	Ângulo da força resultante na pá do rotor, rad
λ	Razão de velocidade de ponta do rotor
μ	Viscosidade dinâmica, Pa.s
μ_t	Viscosidade turbulenta, Pa.s
ν	Viscosidade cinemática, m^2/s
θ	Posição angular da pá, rad
ρ	Massa específica, kg/m^3
τ	Tensor de Reynolds
ϕ, ϕ_1, ϕ_2	Função linear do modelo $k-\omega$ SST
Ψ	Função de mistura da lei da parede
ω	Taxa de dissipação específica, s^{-1}
ω_0	Velocidade rotacional, rad/s

1 INTRODUÇÃO

Nos últimos anos, a necessidade de renovação nas matrizes energéticas mundiais tem sido cada vez mais discutida. Para isso, são propostas novas formas de produção de energia com o objetivo de reduzir a poluição ambiental, o esgotamento de fontes não renováveis e o aquecimento global. Entre os principais meios renováveis de produção de energia elétrica estão as fontes hídrica, eólica, solar e geotérmica, onde por meio destas se procura diminuir os impactos causados pela exploração de recursos energéticos convencionais.

Responsáveis por transformar em energia mecânica a energia cinética dos ventos, as turbinas eólicas são um dos principais meios de produção de energia alternativa e renovável. Estas turbinas são comumente divididas entre as de eixo horizontal e as de vertical. Entre as de eixo vertical, se destaca a turbina do tipo Savonius, por apresentar uma maior facilidade de construção se comparadas com as de outros tipos [Custódio, 2013].

1.1 Motivação

As turbinas eólicas de eixo vertical do tipo Savonius são de grande utilidade para aproveitamentos em pequenas escalas, podendo ser utilizadas principalmente em regiões urbanas, fazendas e condomínios. Suas principais características são a fácil fabricação, o baixo custo e sua independência em relação à direção do vento. Isso motiva estudos sobre novas formas e inovações para um aumento do desempenho. Atualmente ainda é difícil encontrar trabalhos que convergem em resultados e metodologia sobre este tipo de dispositivo, sendo que há muito que se investigar sobre o assunto.

O rotor eólico do tipo Savonius, invento patenteado por Sigurd J. Savonius em 1929, na Finlândia, é uma interessante alternativa para descentralização da produção de energia elétrica. O funcionamento do rotor se dá por giro de pás posicionadas em formato de “S” em um eixo vertical, onde sua rotação ocorre principalmente devido à força de arrasto proporcionado pelo vento nas suas pás côncava e convexa. Porém, esta diferença entre as pás torna o sistema pouco eficiente. Este tipo de rotor é comumente utilizado para estações de bombeamento e como força motriz, devido ao seu alto torque desenvolvido e às baixas velocidades angulares. Porém, alterações como um aumento na sua razão de aspecto podem ser feitas, proporcionando rotações mais altas e aumentando a geração de energia elétrica [Savonius, 1930; Fujisawa, 1992; Saha *et al.*, 2008; Kamoji *et al.* 2009b; Akwa, 2014],

podendo ser instaladas também em combinação com outros tipos de turbinas ou com outras formas de geração, como painéis solares fotovoltaicos.

Tendo em vista as possibilidades de utilização deste tipo de turbina para a produção de energia elétrica e geração de força motriz, este trabalho se propõe a obter características aerodinâmicas de uma turbina Savonius convencional com dois estágios e de uma helicoidal, onde é realizado um comparativo entre as duas. Características como o coeficiente de potência e coeficiente de torque serão obtidas. Esta comparação é realizada através de um estudo experimental, sendo as duas turbinas fabricadas em condições semelhantes de operação para depois terem suas características comparadas. O mesmo é realizado na forma de simulação numérica, apresentando uma forma de validação dos resultados, além de agregar novas formas de estudo.

As turbinas Savonius helicoidais são turbinas mais recentes, uma espécie modificada do rotor convencional. Seu diferencial são as torções do perfil das pás ao longo de sua altura, formando um determinado ângulo ao longo do eixo, com sua base mantendo sua forma convencional com duas seções semicirculares nas partes inferior e superior. Segundo Kamoji *et al.*, 2009a, para uma torção de 90° das pás é possível obter coeficiente de torque estático positivo para todos os ângulos de rotação. Para Gupta *et al.*, 2012, um melhor desempenho pode ser visto no rotor helicoidal se comparado com o rotor convencional para coeficiente de potência e capacidade de partida.

Considerando estas principais características, dois rotores de eixo vertical de pequeno porte são projetados, simulados numericamente, fabricados e testados em túnel de vento em busca de uma comparação efetiva de desempenho, além de contribuir para maiores informações sobre operação para futuros trabalhos.

1.2 Justificativa

Com o objetivo de buscar características aerodinâmicas para obtenção de um comparativo de desempenho das turbinas Savonius, são investigados dois tipos distintos de rotores. Para isso são realizados estudos de natureza experimental e numérica. Para uma análise experimental bem conduzida, é preciso ter um conhecimento de todos os parâmetros do projeto, sendo necessário um tempo para pesquisas e conhecimento sobre a seção de teste, instrumentação e os possíveis resultados esperados. Para uma análise numérica, envolve-se uma grande linha de recursos e conceitos computacionais, sendo necessário o conhecimento

de diferentes formas de métodos e soluções numéricas. Ainda é possível encontrar muita divergência de resultados na literatura, necessitando de estudos mais completos e semelhantes.

Valores de dimensionamento das turbinas, dos túneis utilizados, além das velocidades do vento não perturbado muitas vezes divergem ou não são apresentados. Fatores como o efeito de bloqueio também são desconsiderados muitas vezes.

Devido à necessidade de mais estudos sobre o assunto, e com o objetivo de conhecer mais sobre a *performance* aerodinâmica das turbinas Savonius, os testes experimentais são realizados no túnel aerodinâmico Professor Debi Pada Sadhu, no Laboratório de Mecânica dos Fluidos da Universidade Federal do Rio Grande do Sul. As simulações numéricas são realizadas nos computadores do mesmo laboratório através do *software* comercial Fluent/Ansys.

1.3 Objetivos

O objetivo principal deste trabalho é realizar um estudo comparativo sobre o desempenho de dois tipos diferentes de turbinas Savonius, e assim analisar seus desempenhos aerodinâmicos através de um estudo experimental e numérico. Os objetivos podem ser resumidos em:

- Projetar e desenvolver um rotor Savonius helicoidal e um de duplo-estágio;
- Gerar um domínio e realizar as simulações numéricas das duas turbinas dentro do túnel aerodinâmico, para posteriormente ser realizada a comparação com os resultados experimentais;
- Obter resultados experimentais e numéricos sobre o desempenho aerodinâmico das turbinas com o intuito de contribuir para o entendimento dos fenômenos envolvidos durante suas operações;
- Através dos resultados numéricos avaliar a influência do escoamento sobre os dois tipos de turbina;
- Comparar os resultados experimentais e numéricos do escoamento do ar sobre os dois rotores, com o objetivo de determinar suas principais vantagens e desvantagens;
- Comparar os resultados com características obtidas na literatura.

1.4 Organização do Trabalho

O presente trabalho é organizado em cinco capítulos:

No segundo capítulo é apresentada uma revisão bibliográfica sobre o assunto, mostrando e explicando as principais características, modo de operação e os fundamentos que envolvem o estudo de uma turbina Savonius. Estudos já realizados, junto com seus resultados também são apresentados, mostrando o que se pode esperar durante o estudo tanto para turbina convencional quanto para a helicoidal.

No capítulo 3 é discutida e analisada toda a metodologia aplicada. As informações mais relevantes sobre o canal aerodinâmico são estudadas. São explicados detalhadamente todos os parâmetros escolhidos, como o dimensionamento e o método de fabricação, além da instrumentação necessária para a realização do experimento. Todos os procedimentos para as aferições são detalhados, mostrando os pontos escolhidos para as medições e determinação das características do escoamento. É descrito também toda a metodologia numérica utilizada, explicando parâmetros como o modelo de turbulência aplicado, discretizações e análise de qualidade de malha.

No capítulo 4, são apresentados os principais resultados obtidos através do ensaio experimental e numérico sobre os dois tipos de turbinas Savonius. Primeiramente são feitas análises sobre as turbinas na forma estática para depois serem apresentados os resultados com as turbinas em rotação. Por último são feitos os comparativos, primeiro entre resultados numéricos e experimentais, para depois ser feito entre a turbina helicoidal e a de duplo-estágio, procurando definir qual tipo de rotor apresenta mais vantagens sobre o desempenho.

No capítulo 5 são apresentadas as conclusões do trabalho, onde são analisadas a metodologia aplicada e os resultados obtidos. Os principais resultados são discutidos e comparados também com resultados apresentados na literatura, e por fim, são propostas ideias para trabalhos futuros.

2 OPERAÇÃO DE TURBINAS SAVONIUS

Os recursos vindos da energia eólica chegam através dos ventos, que nada mais é do que o ar em movimento causado pelo aquecimento desigual da terra [Custódio, 2009]. Segundo a literatura, não se tem uma confirmação sobre a origem do uso de geradores eólicos como forma de transformação de energia. Entre as informações, segundo pesquisadores, os primeiros registros deste tipo de sistema começaram a ser feitos há cerca de 3.000 anos, com os moinhos de vento [Burton *et al.*, 2011]. Seu uso costumava ser para bombeamento de água, moagem de grãos e para irrigação. Há registros, também, de possíveis operações no oriente, por volta de 1700 a.C. O primeiro registro histórico, porém, surgiu por volta de 200 A.C, na Pérsia. A Figura 2.1 retrata dispositivos semelhantes aos usados na época.

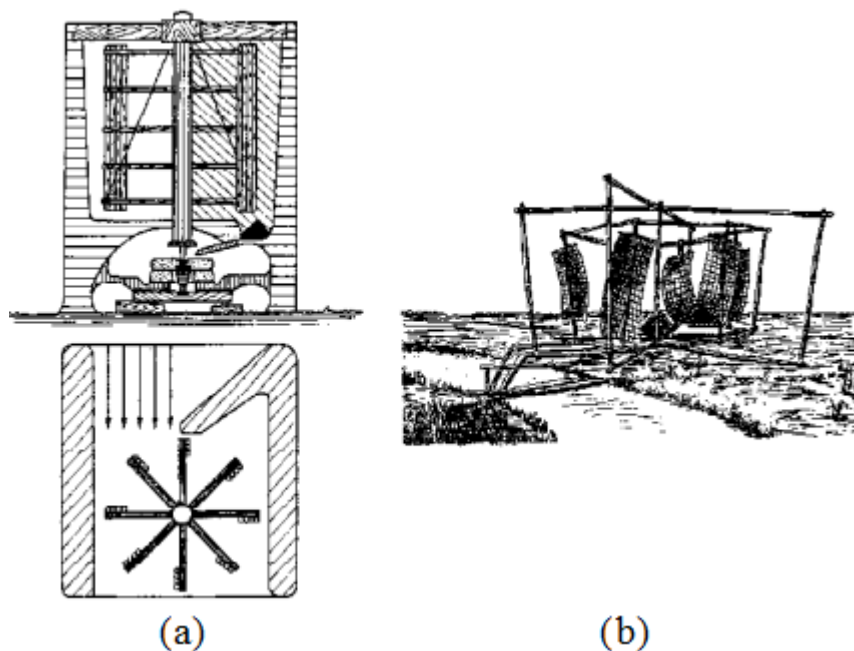


Figura 2.1 – (a) Moinho de vento persa; (b) moinho de vento chinês [adaptado de Gasch e Twele, 2012]

Os moinhos de ventos mais antigos do mundo são os de eixo vertical. As turbinas eólicas de eixo vertical sempre foram vistas de forma útil para trabalhos que necessitam de alto torque, como formas de bombeamento e moagem. Pensando nisso, o finlandês Sigurd J. Savonius desenvolveu e patenteou em 1929 a chamada turbina Savonius. Levando seu nome, Savonius projetou uma turbina de eixo vertical, com um formato de "S", em que constituía de duas pás semicirculares com um espaçamento. Segundo a própria patente do autor [Savonius,

1929], esta turbina trabalha, principalmente, devido à força de arrasto, tendo ainda uma parcela de contribuição da força de sustentação. Para Savonius, a forma da pá pode ser variável, sendo ela semicircular, torcida ou de qualquer outro formato. Ao longo do eixo, é necessário ter duas pás, sendo uma côncava e uma convexa, também chamadas de pás de avanço e de recuo, e que funcionam com a incidência do vento em suas pás. A ocorrência da força de arrasto acaba sendo maior na pá de avanço do que na de retorno, fazendo o rotor girar. Devido a essa diferença entre as forças existentes sobre as pás, o torque resultante acaba sendo transmitido ao eixo da turbina [Akwa, 2014].

Este dispositivo apresenta um baixo rendimento, mas mesmo assim, seu uso nunca foi totalmente descartado. Além disso, o rotor Savonius apresenta características importantes e que devem ser levadas em consideração, como baixo ruído para baixa velocidade angular de operação, costuma apresentar alto torque, uma fácil construção podendo ser fabricada com materiais simples, não necessita de formas complexas de estudo das direções do vento, funcionando para qualquer direção de operação, além de apresentar um baixo custo [Menet, 2004; Morshed, 2010; Mohamed *et al.*, 2010; Oliveira, 2014].

Para Akwa, 2010, o funcionamento do rotor Savonius depende principalmente da posição angular da pá, além da velocidade de rotação. Além disso, alguns outros parâmetros são fundamentais para um melhor funcionamento, como o número de Reynolds, geometria do rotor, incluindo formato das pás, sobreposição e afastamento e número de pás e de estágios. Devido a este número de fatores, para cada forma de arranjo do rotor Savonius, diferentes desempenhos, vantagens e desvantagens são apresentados e acabam se tornando objetos de estudos.

2.1 Operação e Desempenho

O funcionamento das turbinas eólicas de eixo vertical se dá devido às forças de sustentação (F_S) e de arrasto (F_A) sobre as pás do rotor. O escoamento que chega a uma velocidade V_o atinge o rotor que passa a girar com uma velocidade angular ω_o . Há ainda, uma velocidade tangencial da pá (V_{tan}), resultante do produto de ω_o e r . Uma relação desta operação pode ser demonstrada na Equação 2.1, onde V_{rel} corresponde a uma velocidade relativa do vento sobre a pá considerando uma posição de 90° .

$$\vec{V}_{rel} = \vec{V}_o - \vec{V}_{tan} = \vec{V}_o - \omega \vec{r} \quad (2.1)$$

Com a atuação das forças de sustentação e de arrasto, esta última a mais representativa, é criada uma força resultante (F_{res}), que pode ser obtida através da Equação 2.2.

$$F_{res} = \sqrt{F_A^2 + F_S^2} \quad (2.2)$$

sendo:

$$F_A = C_A(\alpha) \frac{1}{2} \rho A_{pá} V_{rel}^2 \quad (2.3)$$

$$F_S = C_S(\alpha) \frac{1}{2} \rho A_{pá} V_{rel}^2 \quad (2.4)$$

onde C_A e C_S são os coeficientes de arrasto e de sustentação em função do ângulo de ataque (α), respectivamente, ρ é a massa específica do ar e $A_{pá}$ é a área projetada da pá na direção do vento relativo.

Estas forças atuantes são influenciadas pela posição angular da pá (θ) e pelos efeitos gerados através da rotação da turbina. Em seu funcionamento, para uma velocidade constante de vento na entrada, a variação na rotação da turbina altera a velocidade tangencial da pá, que acaba modificando a velocidade relativa do vento sobre a pá, como pode ser visto na Equação 2.1. Essas alterações podem proporcionar modificações, também, no ângulo de ataque, que por consequência alteram os coeficientes de ataque e sustentação que acabam alterando os módulos das forças de arrasto e sustentação, conforme as Equação 2.3 e Equação 2.4.

Conhecendo estas forças de sustentação e de arrasto e determinando a força resultante é possível obter o torque (T) transmitido ao eixo pelo rotor através da Equação 2.5.

$$T = \sum_i (F_{res} d \sin \gamma)_i \quad (2.5)$$

onde d representa o módulo do vetor que define a distância na qual o torque é tomado e γ é o ângulo entre o módulo do vetor d e o vetor da força resultante sobre a pá.

Como forma de análise de desempenho, utilizam-se geralmente os parâmetros de coeficiente de potência e do coeficiente de torque. Para Custódio, 2009, a potência que acaba por ser extraída do vento pode ser definida pela Equação 2.6:

$$P_t = P - P_s \quad (2.6)$$

sendo P_t a potência total extraída do vento pelo rotor, P a potência disponível no vento que entra na turbina eólica e P_s é a potência disponível no vento após a passagem pela turbina eólica.

Segundo Custódio, 2009, P é representado pela Equação 2.7:

$$P = \frac{1}{2} \dot{m} V_o^2 = T \omega_0 \quad (2.7)$$

com \dot{m} sendo igual a:

$$\dot{m} = \rho A_r V_o \quad (2.8)$$

onde \dot{m} é considerada a vazão mássica de ar, V_o é a velocidade não perturbada do vento na entrada da turbina, ρ é a massa específica do ar e A_r é a área da seção transversal da turbina eólica.

Outro fator para análise de desempenho geralmente usado é a razão de velocidade de ponta (λ), representada pela Equação 2.9:

$$\lambda = \frac{V_{tan}}{V_o} \quad (2.9)$$

Esta razão representa um valor adimensional, que faz uma relação entre a velocidade de rotação na ponta das pás da turbina eólica, V_{tan} , e a velocidade do vento na entrada da turbina eólica, V_o [Luz, 2013].

Segundo Gasch e Twele, 2012, a máxima potência possível de ser extraída de um gerador eólico foi proposta por Betz, e equivale a 59,3% da potência total. Segundo Betz, o valor máximo de extração é representado por 16/27 de P , equivalente a 2/3 da velocidade de entrada. Esse valor máximo de 0,593 é o chamado coeficiente de Betz, o C_{Pbetz} . Já o coeficiente de potência, pode ser determinado pela Equação 2.10:

$$C_p = \frac{P_t}{P} = \frac{T \omega_0}{\frac{1}{2} \rho A_r V_o^3} = \frac{T}{\frac{1}{2} \rho A_r V_o^2 r} \frac{\omega_0 r}{V_o} = C_T \cdot \lambda \quad (2.10)$$

Sendo o coeficiente de potência uma relação entre a potência total que é extraída do vento pela turbina eólica e a potência disponível no vento na entrada da turbina eólica ou ainda uma relação entre a razão de velocidade de ponta multiplicada pelo coeficiente de torque. Esses valores costumam ser usados como forma comparativa de desempenho de

turbinas eólicas, sendo possível ver um exemplo para valores usuais de coeficientes de potência e de torque em função da razão de velocidade de ponta para os diversos tipos de turbinas através da Figura 2.2.

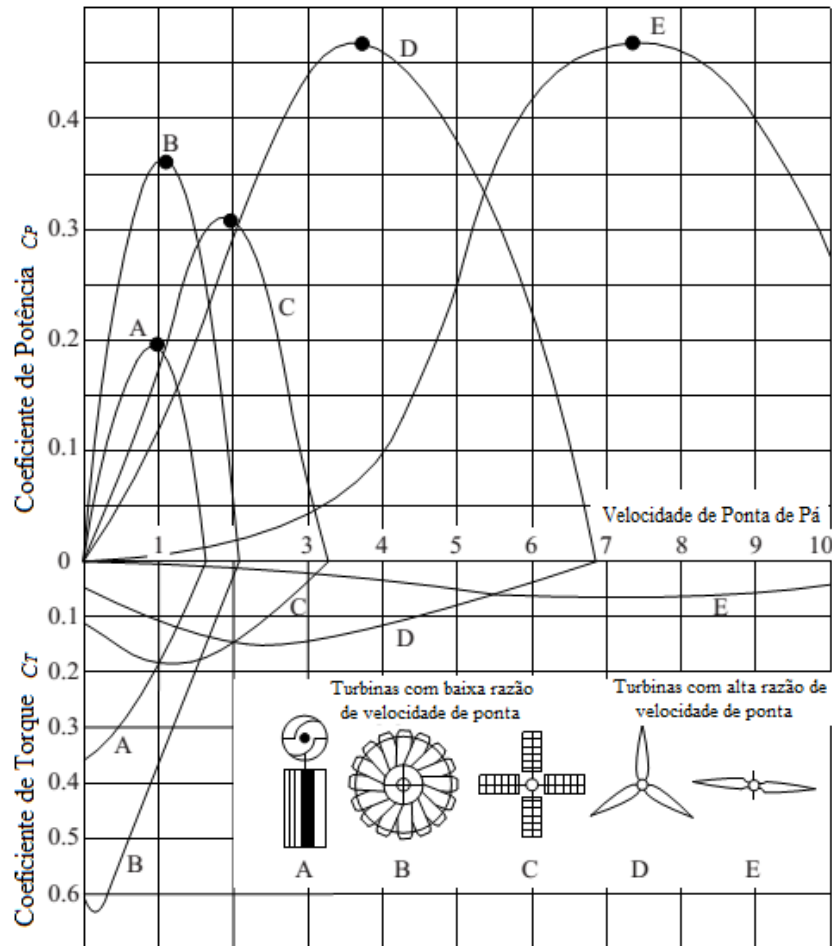


Figura 2.2 – Curvas características de diversos tipos de turbinas [adaptado de Gasch e Twele, 2012]

Na Figura 2.2 pode-se ver que turbinas que funcionam principalmente por arrasto apresentam C_p próximo ou inferior a 0,2. Já rotores que funcionam principalmente por sustentação e com bons perfis aerodinâmicos apresentam um C_p muito superior, próximo de 0,5.

Para Saha *et al.*, 2008, o desempenho de um rotor Savonius depende de diversos fatores de trabalho, como número de estágios, número de pás e de geometrias das pás. Já para Alexander e Holownia, 1978, foram feitos estudos para diferentes razões de aspecto, sobreposição e afastamento das pás e os efeitos de extensores, como placas de extremidade e

estatores. Variações destes tipos de estudos também foram apresentadas por outros diversos autores, como Fujisawa, 1992; Menet e Bourabaa, 2004; Kamoji *et al.*, 2008.

2.2 Parâmetros Fundamentais

Nesta seção são analisados detalhadamente diversos fatores essenciais a serem considerados para um melhor funcionamento de uma turbina Savonius, considerando sempre suas principais características e algumas vantagens e desvantagens.

2.2.1 Placas de Extremidade

Placas de extremidade são placas ou discos colocados acima e abaixo do rotor, com o objetivo, segundo Oliveira, 2014, de evitar uma fuga de ar da parte côncava das pás para o escoamento secundário. Kadam *et al.*, 2013 citam ainda, que as placas de extremidade acabam aumentando a quantidade de ar que atacam as pás da turbina. Para Saha *et al.*, 2008, é evidente que acessórios como placas de extremidade podem aumentar o desempenho de uma turbina, porém, uma solução destas pode acarretar também numa maior complexidade de projeto. Autores como Saha *et al.*, 2008; Kamoji *et al.*, 2009b; Akwa, 2010 e Kailash *et al.*, 2012, indicam que um valor ideal a ser usado para o diâmetro da placa de extremidade é de 1,1 vezes o valor do diâmetro do rotor. Alexander e Holownia, 1978, citam que placas com diâmetros pequenos acabam por não influenciar no desempenho do rotor. Já Oliveira, 2014, afirma que um aumento elevado do diâmetro leva a acontecer um aumento de inércia no rotor. Um exemplo de rotor com placa de extremidade pode ser vista na Figura 2.3.

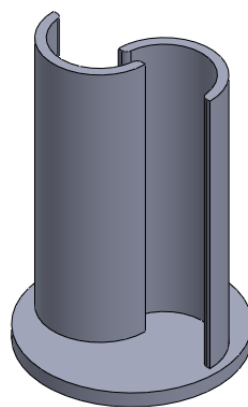


Figura 2.3 – Detalhamento de uma placa de extremidade

2.2.2 Razão de Aspecto

Em um projeto de uma turbina eólica de eixo vertical, a razão de aspecto é conhecida como a relação da altura do rotor pelo seu diâmetro. Turbinas com diferentes razões de aspecto podem ser vistas na Figura 2.4. Este parâmetro é muito importante para o aumento de *performance* do rotor. Segundo Alexander e Holownia, 1978 e Kadam *et al.* 2013, o aumento dessa razão leva a uma melhora considerável no desempenho da turbina. Para os autores, valores de razão de aspecto próximo de 1,0 apresentam baixo desempenho, já para valores maiores, próximo de 5,0, o desempenho se torna satisfatório.

Para Akwa, 2010, razões de aspecto com valor próximo de 2,0 já apresentam bons resultados de desempenho. O uso dessa razão pode variar também, segundo o autor, afirmando que para casos em que se deseja um alto e contínuo torque, é possível utilizar uma baixa razão de aspecto. Já para um objetivo de conversão em energia elétrica, rotores com alta razão de aspecto são mais adequados.

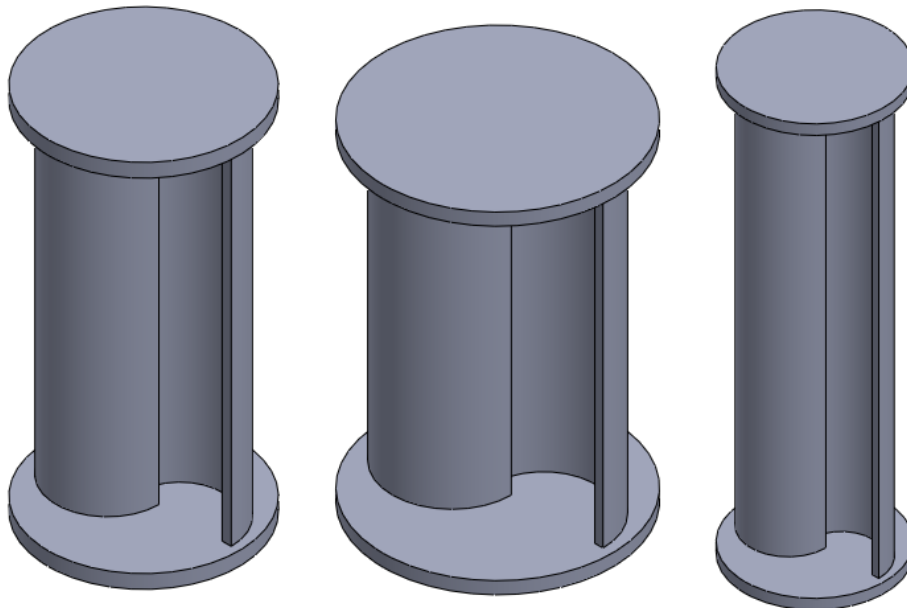


Figura 2.4 – Turbinas com diferentes razões de aspecto

2.2.3 Afastamento e Sobreposição

Para Fujisawa, 1992, o desempenho de torque estático de um rotor é melhorado com o aumento da razão de sobreposição (R_s) até determinado ponto, que acontece devido ao efeito de recuperação de pressão pelo escoamento através da sobreposição das pás. Já para

Blackwell *et al.*, 1977 e Driss *et al.*, 2012, a razão de afastamento (Ra) não pode ser grande, pois um afastamento não nulo leva a ocorrer recirculações, ocasionando perda de quantidade de movimento e diminuindo a potência útil da máquina.

Os valores de razão de afastamento e sobreposição são determinados pela relação do afastamento (a) ou sobreposição (s) sobre a corda (c) da pá do rotor. Os valores ótimos de razão sobreposição encontrados na literatura são de 15% para Fujisawa, 1992, já para Blackwell *et al.*, 1977, o melhor desempenho aerodinâmico do rotor é alcançado para razões de sobreposição entre 10% e 15%. Para Alexander e Holownia, 1978, o valor ótimo da razão de sobreposição foi de 22%. Sharma *et al.*, 2014, encontrou um valor ótimo de razão de sobreposição de 9,37%. Todos estes valores fornecem valores máximos de C_P para cada caso. Fujisawa, 1992, apontou também, que o desempenho piorou consideravelmente para valores maiores que 0,15 devido a um aumento de recirculação do escoamento na região central do rotor.

Na Figura 2.5 estão representadas vistas superiores de rotores com diferentes sobreposição (s) e afastamento (a).

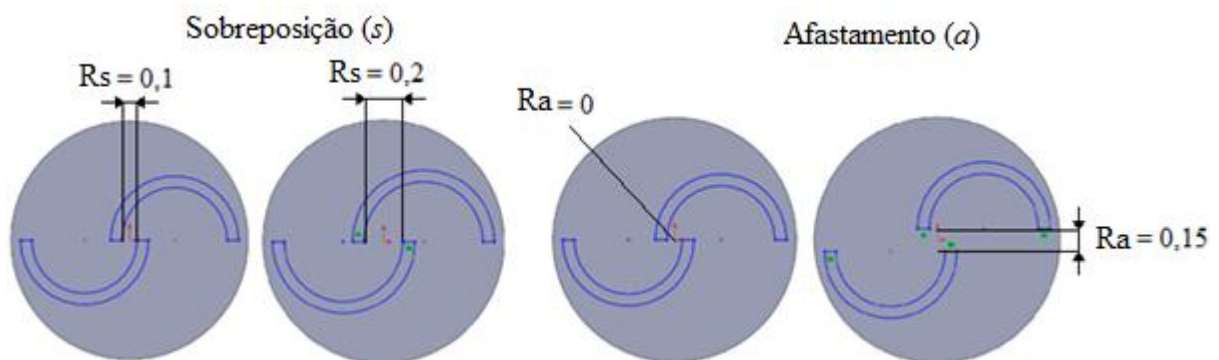


Figura 2.5 – Diferentes tipos de sobreposição (esquerda) e afastamento (direita)

2.2.4 Número de Estágios

O número de estágios do rotor é uma variação muito estudada na literatura. Número de estágios significa um uso de diversos rotores como se fossem uma ligação em série (Figura 2.6). Diversos autores realizaram estudos comparativos, normalmente usando rotores de um, dois e até três estágios através de parâmetros como coeficiente de potência e de torque.

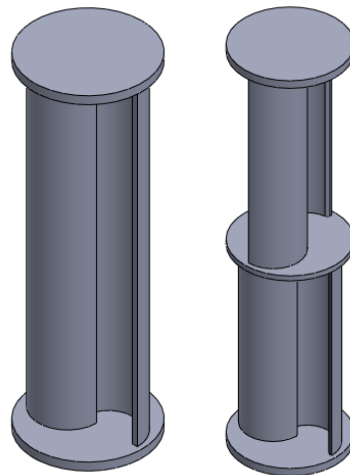


Figura 2.6 – Turbinas com um (esquerda) e dois (direita) estágios

Autores como Hayashi *et al.*, 2005, buscaram variar o número de estágios da turbina para que o rotor não tenha dependência das direções do vento na partida. Porém, um aumento muito significativo pode ocasionar numa perda de eficiência. Outro ponto estudado é que com o aumento do número de estágios, ocorre uma diminuição de oscilação do torque, evitando-se que ocorra torque negativo ou nulo para alguns ângulos [Hayashi *et al.*, 2005; Kamoji *et al.*, 2008; Saha *et al.*, 2008].

Em geral, rotores de dois estágios apresentam as pás superiores e inferiores com defasagem de 90° . Já os de três estágios costumam ter as pás defasadas em 120° . No estudo realizado por Saha *et al.*, 2008, maiores valores de coeficiente de potência foram encontrados para dois estágios, com a turbina tendo uma queda de rendimento para um aumento de dois para três estágios devido ao aumento de inércia, além de que, um aumento do número de estágios ocasiona em uma diminuição na razão de aspecto para cada estágio, gerando uma redução no coeficiente de potência.

2.2.5 Número e Formato das Pás

Para Akwa, 2010, o aumento do número de pás de dois para três, ou mais, ocasiona uma perda na *performance*. O mesmo citou Blackwell *et al.*, 1977, em seu trabalho. Porém, segundo o autor, um aumento no número de pás acaba por diminuir a oscilação do torque estático. Alexander e Holownia, 1979, testaram rotores com dois, três e quatro pás, comprovando também melhores condições de partida com o aumento do número de pás. Porém, há perda de rendimento, que varia de 30% para três pás até 50% para o uso de quatro

pás. A explicação de Akwa, 2010, é que com o aumento do número de pás, uma pá acaba defletindo o escoamento de ar que deveria incidir na pá posterior, e que por consequência acaba defletindo o escoamento de ar que iria incidir na pá seguinte, gerando um efeito "cascata". Turbinas com diferentes números de pás podem ser vistas na Figura 2.7.

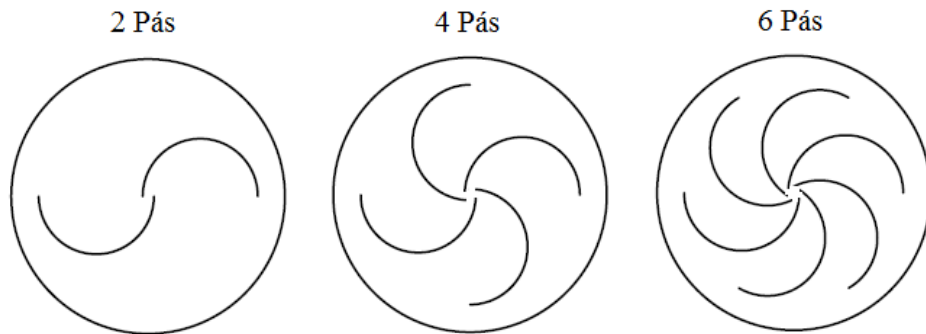


Figura 2.7 – Turbinas com diferentes números de pás

Quando patenteou a ideia da turbina Savonius, em 1929, Sigurd J. Savonius deixou claro em seu trabalho que o formato das pás não necessariamente deveria ser semicircular. Dessa forma, estudos foram realizados para diversos tipos e formatos de pás, como pode ser visto na Figura 2.8. No estudo de Kamoji *et al.*, 2009b, utilizando um formato de "anzol", foi possível obter um coeficiente de potência médio de 0,21 para a turbina eólica. Já no mesmo estudo com uma pá semicircular, o C_p médio encontrado foi de 0,19, representando um aumento de 10,5% no desempenho. A explicação para isso pode ser dada pelo efeito do escoamento ser melhor direcionado em direção à ponta das pás.



Figura 2.8 – Turbinas com diferentes formatos de pás

No trabalho de Saha *et al.*, 2008, foi utilizado um rotor com pás torcidas. Para os autores, um diferente formato de pá pode se tornar uma solução mais simples para uma melhora de desempenho sem que necessite uma maior complexidade de projeto. No estudo, foram utilizadas pás com torção de $12,5^\circ$ na forma ótima, considerando um rotor com duas pás e dois estágios. Dessa forma, o coeficiente de potência alcançado foi de 0,31. Para o mesmo caso com um rotor Savonius convencional, com pá semicircular, este valor foi de

0,29. Segundo os autores, para o caso do rotor semicircular, a força máxima atua na região central e verticalmente. Já para a pá torcida, a força máxima atua em direção da ponta da pá devido à torção que existe na pá, apresentando um maior valor de momento e atingindo um maior valor de C_p .

Nos mais recentes estudos, pás helicoidais têm sido testadas. Segundo Akwa, 2010, um rotor helicoidal pode ser comparado a um rotor de infinitos estágios, de alturas desprezíveis e defasadas entre si por ângulos próximos a 0° . No estudo de Oliveira, 2014, é possível confirmar que pás com torção helicoidal diminuem as oscilações de torque e de potência, o que torna o sistema mais confiável apesar de não apresentar tanta robustez se comparado com o rotor Savonius convencional. Segundo o estudo, também, não é possível afirmar com certeza qual desempenho foi superior, se com a pá helicoidal ou com a convencional. Para Kamoji *et al.*, 2009a, com uma torção de 90° nas pás, é possível obter coeficientes de torque estático positivo para todos os ângulos. Porém, o rendimento do rotor eólico também não apresenta melhorias significativas em relação a um rotor de pás semicirculares.

2.2.6 Interferência do Eixo e de Acessórios

Na construção de uma turbina eólica de eixo vertical, o eixo pode ser utilizado como forma de dar rigidez à estrutura, mas também pode ocasionar um efeito de bloqueio no escoamento [Menet e Bourabaa, 2004]. Para os autores o eixo pode não perturbar o fluxo interno se as pás estiverem dispostas com uma sobreposição que deve ser devidamente calculada. Um comparativo entre rotores com e sem eixo foi feito por Kamoji *et al.* 2009b, atingindo resultados de coeficiente de potência até 46% superiores para o rotor sem o eixo passante, em relação ao caso com o eixo passante.

Como formas alternativas de solução para melhoria de *performance* de um rotor Savonius estão a utilização de acessórios, como válvulas. Saha *et al.*, 2008, projetaram uma turbina Savonius onde válvulas foram instaladas no lado côncavo da pá e, assim, o escoamento de ar somente pode passar do lado convexo para o lado côncavo da pá. Com a válvula fechada, o ar ataca na pá de avanço e o rotor rotaciona normalmente. Com a abertura da válvula na posição de retorno, o ar que passa pela pá diminui o arrasto sobre ela e aumenta a pressão sobre o lado côncavo da própria pá de retorno. Os autores deste estudo obtiveram, para uma turbina convencional de dois estágios, com três pás e com a utilização de válvulas,

um coeficiente de potência de 0,31. Já sem a válvula, o valor foi de 0,26. Para uma turbina helicoidal, também de dois estágios, com três pás e com válvulas, o C_P foi ainda maior, de 0,32. Para o mesmo caso, sem válvulas, o coeficiente de potência obtido foi de 0,28.

Mohamed, 2011, estudou uma solução semelhante, com a utilização de seções móveis nas pás, onde o arrasto nas pás de retorno foi reduzido. Estando na posição fechada, durante o avanço, a pá funciona de forma natural. Já quando a seção está aberta, durante o retorno, a passagem de ar gera uma redução na força de arrasto, conforme pode ser visto na Figura 2.9. Através desta solução, ganhos no desempenho do coeficiente de potência chegaram a valores de 36%.

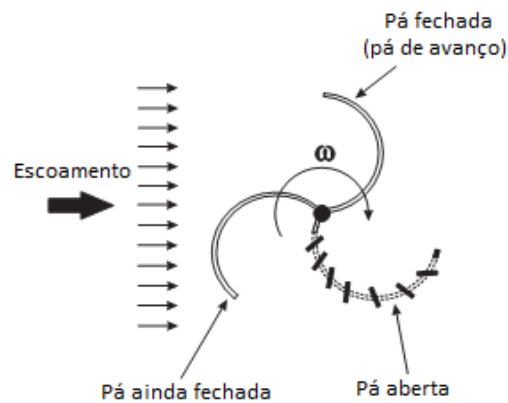


Figura 2.9 – Formato de turbina com pás modificadas [adaptado de Mohamed, 2011]

2.2.7 O Efeito de Estatores

Com o objetivo de realizar um melhor direcionamento do escoamento para obtenção de um desempenho otimizado, a utilização de estatores tem sido uma solução prática e simples em pesquisas recentes. Na Figura 2.10 está a representação de alguns tipos de estatores já utilizados na literatura.

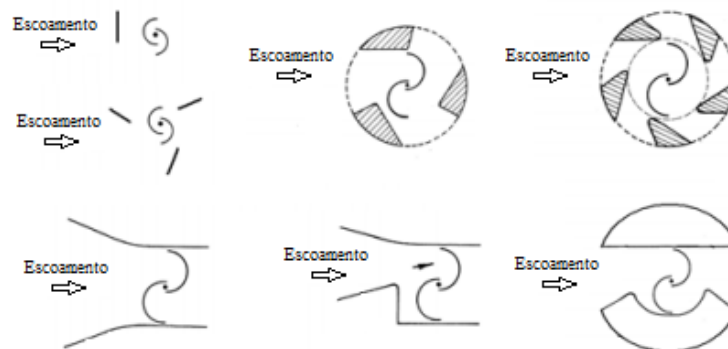


Figura 2.10 – Diversos tipos de estatores [adaptado de Akwa, 2010]

O estator nada mais é do que uma parte fixa instalada juntamente ao rotor eólico, ou de forma mais afastada, sempre com a intenção de direcionar o fluxo, aumentando seu coeficiente de potência e ao mesmo tempo de proteger o rotor eólico contra intempéries [Hayashi *et al.*, 2005; Akwa, 2010].

Em estudo realizado por Alexander e Holownia, 1978, chegou a ser testada uma placa defletora plana e uma proteção circular como tentativa de aumento de desempenho, seus posicionamentos podem ser vistos na Figura 2.11. Com esta solução, obteve-se o maior coeficiente de potência apresentado no estudo, chegando a um valor de 0,243.

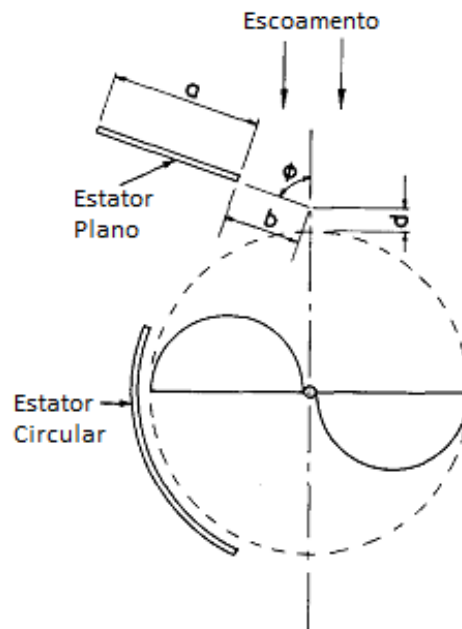


Figura 2.11 – Turbina com estator durante estudo [adaptado de Alexander e Holownia, 1978]

Luz, 2013, realizou um estudo experimental sobre o funcionamento de um rotor Savonius com estatores, sendo utilizadas quatro placas defletoras. Em seu trabalho, o autor não encontrou resposta vantajosa nos resultados para este tipo de uso, indicando, então, que seria mais vantajoso o uso de um rotor sem estatores devido a sua simplicidade de fabricação. Resultado semelhante obteve Akwa, 2010, que para a utilização de um rotor com quatro pás defletoras. A melhora no desempenho aerodinâmico foi pouco significativo e apenas para uma faixa de razão de velocidade de ponta, demonstrando que não se torna vantajosa a utilização de estatores nesta forma.

Para Kludzinska *et al.*, 2014, uma forma inovadora de estatores frontais foi testada. Em seu trabalho, foram utilizadas duas placas frontais, direcionando o fluxo para dois rotores de duas pás e dois estágios. Como resultado, foi possível obter uma diferença no número de picos na distribuição do coeficiente de torque, apresentando quatro picos nesta forma ao invés de dois, que é o mais comum. O efeito é causado devido à existência de dois rotores rotacionados por um ângulo relativo entre eles, além da existência do estator direcionando o fluxo. Além disso, o valor máximo de coeficiente de potência, para uma razão de velocidade de ponta de 0,4 foi de 27,3%, sendo na literatura comumente encontrado um valor de 17% para esse valor de razão de velocidade de ponta.

2.2.8 Influência do Número de Reynolds e das Escalas de Turbulência

Um dos parâmetros mais importantes para estudos envolvendo mecânica dos fluidos, a primeira referência encontrada sobre a influência do número de Reynolds foi vista em Blackwell *et al.*, 1977, onde os autores demonstram que o aumento do número de Reynolds acaba retardando a separação da camada limite sobre a parte convexa das pás. Para Akwa, 2010, tal fenômeno ocorre para valores de posições angulares próximos de 0 e 180°. Além disso, segundo o autor, este retardo da separação ocasiona em uma redução do arrasto de pressão sobre a pá de retorno, devido a uma maior recuperação de pressão, fazendo com que a força de sustentação aumente para essas posições angulares, resultando em um aumento do torque do rotor.

No estudo feito por Menet e Bourabaa, 2004, é possível verificar o comportamento de um rotor para valores de Reynolds entre 1×10^5 e 5×10^5 . Para esta faixa de valores, ocorre um aumento dos coeficientes de *performance* para quase toda a faixa, com os maiores valores obtidos para as maiores faixas de Reynolds. Porém, esta melhora esteve sempre dentro de uma diferença de 3% entre o valor mínimo e o máximo. Para Kamoji *et al.*, 2008, os autores atestaram que com o aumento do número de Reynolds ocorre um aumento também dos coeficientes de torque e de potência. Já o coeficiente de torque estático foi pouco dependente do número de Reynolds, apresentando pequenas variações apenas.

Um fator também relacionado ao número de Reynolds são as escalas de turbulência. Este parâmetro é pouco abordado em trabalhos e pesquisas desta área. Para Akwa, 2010, a intensidade de turbulência e o seu comprimento característico afetam o escoamento de ar sobre o rotor, influenciando na transferência de quantidade de movimento da corrente de ar

sobre o rotor. O aumento deste parâmetro gera uma redução nos valores dos coeficientes de potência e torque médios do rotor. No estudo de Cochran *et al.*, 2004, é feita uma análise de casos envolvendo intensidade de turbulência de 1%, e 10%, obtendo valores de eficiência de 0,26 e 0,23, respectivamente. Em seu trabalho, Akwa, 2010, utilizou como condições de contorno para turbulência uma intensidade de turbulência de 1% e escala de comprimento característico de 0,01 m. Oliveira, 2014, utilizou valores de 2% para intensidade de turbulência e escala de turbulência de 0,007 m. Kludzinska *et al.*, 2014, não especificou o valor da escala de turbulência, mas utilizou um valor de 5% para a intensidade de turbulência. Na Tabela 2.1 são apresentados alguns valores de escalas de turbulência utilizadas por referências recentes.

Tabela 2.1 – Diferentes valores de intensidade de turbulência (IT) e comprimento característico utilizados e diversos trabalhos

Trabalho	IT [%]	Comprimento Característico [m]
Cochran <i>et al.</i> , 2004	1	-
	10	-
Akwa, 2010	1	0,01
Ross <i>et al.</i> , 2011	< 0,1	-
Akwa, 2014	1	0,001
Kludzinska <i>et al.</i> , 2014	5	-
Oliveira, 2014	2	0,007
Sharma <i>et al.</i> , 2014	1	-

2.3 Discussão Sobre o Efeito de Bloqueio

Um parâmetro complexo e devidamente estudado por diversos autores é o efeito de bloqueio. Porém, para experimentos envolvendo turbinas Savonius não é possível encontrar tantas referências sobre o assunto. O efeito de bloqueio é um parâmetro dependente da velocidade do vento na entrada da turbina e envolve um problema constante em estudos experimentais em túneis aerodinâmicos. O problema está em torno da área da seção do modelo em relação à área da seção do túnel, onde se a área da seção do modelo for maior do que a área recomendada, o escoamento de ar na lateral da turbina ganha uma aceleração devido a essa diminuição de área entre o modelo e a seção do túnel, gerando valores maiores

de coeficiente de potência e de torque. Segundo Akwa, 2014, se a velocidade medida entre a saída de um canal aerodinâmico de seção aberta e o rotor e se o escoamento na seção de teste não for uniforme, este valor obtido poderá ser diferente do valor real. Agora, se essa diferença na medição não for pequena, um grande erro de cálculo do coeficiente de potência irá ocorrer, já que o seu cálculo é dependente do fator velocidade elevado ao cubo. Para Alexander e Holownia, 1978, a imprecisão de 1% sobre a velocidade do vento leva a uma imprecisão de 3% sobre a geração de energia eólica e sobre a sua eficiência.

Para Barlow, Pope e Rae, 1999, existem dois tipos de bloqueio que devem ser considerados: o bloqueio sólido e o bloqueio de esteira. O bloqueio sólido, segundo os autores, é causado pela presença das paredes do túnel confinando o escoamento em torno de um modelo presente na seção de teste, reduzindo a área através da qual o ar tem que fluir, em comparação com condições de ar livre e, portanto, pela equação da continuidade e pela equação de Bernoulli, ocorre um aumento da velocidade do ar que flui na proximidade do modelo. O bloqueio de esteira, negligenciável em alguns casos, é causado pela interferência da parede do túnel na esteira formada pelo modelo, já que a velocidade na região da esteira é menor que a do ar não perturbado e, pela equação da continuidade, a velocidade fora da esteira em um túnel fechado deve ser maior do que no seu interior.

Devido à dificuldade de encontrar estudos específicos envolvendo efeito de bloqueio em aplicação a casos com turbinas Savonius, recorre-se então a literaturas variadas. De início, busca-se minimizar o efeito, fazendo uma redução da área projetada, deixando-a com tamanho menor que a seção do túnel de testes. Para Pope e Harper, 1966, é recomendado o uso de até 7,5% da área da seção de teste para uso do modelo. Caso não seja possível utilizar este dimensionamento, para os autores, a correção da velocidade por ser feita através da Equação 2.11, onde V_{on} é a velocidade média do vento na seção de teste vazia, A_T é a área da seção de teste e A_r a área frontal do modelo.

$$V_o = V_{on}(1 + \beta) = V_{on} \left[1 + \left(\frac{1}{4} \frac{A_r}{A_T} \right) \right] \quad (2.11)$$

Na literatura, o método de Pope e Harper, 1966 é empregado nos trabalhos de Blackwell *et al.*, 1977, D'Alessandro *et al.*, 2010 e Ross *et al.*, 2011, sendo importante ressaltar também, que para experimentos em seção aberta, o efeito de bloqueio é menor do que para experimentos em túnel de vento com seção fechada.

Um segundo método de correção do efeito de bloqueio foi proposto por Maskell, 1965, para canais aerodinâmicos de seção fechada. Segundo o autor, a correção é feita através da Equação 2.12, onde C_{An} é o coeficiente de arrasto não corrigido sobre o rotor e m é um fator obtido experimentalmente.

$$\frac{C_{An}}{C_A} = \frac{V_o^2}{V_{on}^2} = \frac{1}{1 - \frac{mA_r}{A_r}} \quad (2.12)$$

Posteriormente, Alexander e Holownia, 1978, apresentaram uma solução semelhante ao método de Maskell, fazendo uma analogia ao comparar uma placa plana perpendicular ao fluxo livre com um rotor Savonius ocupando uma área frontal equivalente. Os resultados foram semelhantes aos propostos por Maskell, sendo representado através da Figura 2.12, onde a razão de bloqueio varia com o valor de extrapolação m .

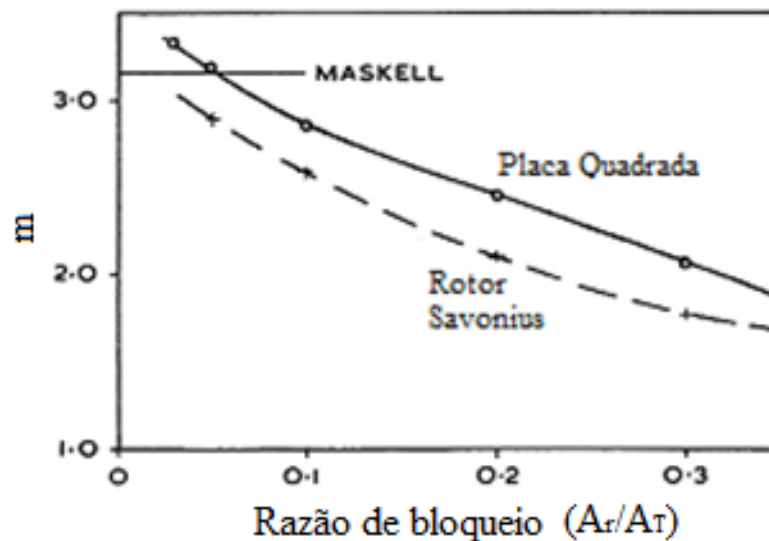


Figura 2.12 – Gráfico comparativo dos métodos aplicados [adaptado de Ross *et al.*, 2011]

Ross *et al.*, 2011, fizeram uma revisão sobre estas correções, comparando experimentalmente os métodos. Os autores obtiveram diferenças significativas para os resultados. Na Figura 2.13 podem ser vistos os resultados considerando-se um caso não corrigido, utilizando o método de Pope e Harper e o método de Maskell. O que pode ser identificado é uma diferença grande entre os resultados, além de uma maior correção feita pelo método de Maskell.

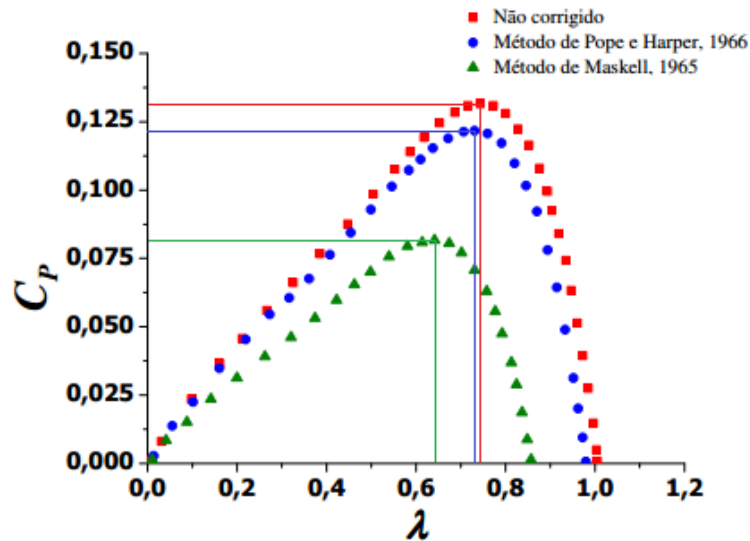


Figura 2.13 – Gráfico mostrando a diferença de resultados de coeficiente de potência com diferentes métodos de correção [adaptado de Akwa, 2014]

Fraga, 2013, fez um estudo numérico acerca do efeito de bloqueio em túnel de vento envolvendo uma turbina Savonius. Em seu trabalho, o autor utilizou ferramentas computacionais para simular um rotor em túneis de vento de diferentes dimensões e para diferentes velocidades de vento, comparando, assim, os resultados. Através dos resultados encontrados, para razão de bloqueio de $1/8$ já não há mais influência do efeito de bloqueio no desempenho de turbinas Savonius. Porém, para o autor, neste estudo há correções a serem feitas devido à metodologia adotada, já que em estudos numéricos existem limitações de tempo e de recursos computacionais, levando a construção de malhas com menor número de volumes, gerando resultados numéricos mais rápidos, porém, com maior erro. O autor também justificou os resultados devido ao fato de que em todas as simulações feitas foi considerado o rotor estático e, por consequência, o cálculo foi feito através do coeficiente de torque estático, sendo que para a utilização de um movimento angular sobre uma malha computacional seria necessário um aumento considerável no tempo de processamento computacional. Já para os trabalhos experimentais, o efeito de bloqueio costuma ser medido através do coeficiente de potência, pois os testes são feitos para a turbina com certa velocidade angular, acarretando em um efeito de bloqueio mais elevado do que o caso estacionário, já que para uma turbina em movimento angular o efeito de bloqueio total é uma combinação do efeito de bloqueio sólido e do efeito de bloqueio de esteira, enquanto que na turbina estacionária o efeito de bloqueio total fica praticamente restrito ao bloqueio sólido.

2.4 Discussão Sobre Estudos e Resultados da Literatura

Diversos e diferentes estudos foram realizados acerca do assunto envolvendo geradores eólicos do tipo Savonius. Um problema constantemente encontrado para este tipo de estudo é a falta de confiabilidade em alguns parâmetros, pois a divergência de resultados e parâmetros são constantemente vistos nestes estudos. Diferentes formas de estudo foram feitas nas últimas décadas, variando em medições de campo, testes de desempenho e análise numérica [Akwa, 2014].

Nestes estudos, geralmente busca-se aperfeiçoar o desempenho do rotor, sob o efeito de variação de determinados parâmetros de trabalho. Os parâmetros mais utilizados neste tipo de trabalho são: a razão de aspecto da turbina, o afastamento e sobreposição das pás, o uso de placas de extremidade, a variação do número de pás e de estágios, o formato das pás, a interferência do eixo e de acessórios e o uso de estatores. Em estudos mais recentes, principalmente, tem sido estudado a influência do número de Reynolds sobre o desempenho do rotor.

2.5 Trabalhos Experimentais

Estudos envolvendo trabalhos experimentais são a forma de pesquisa mais antiga envolvendo o desempenho de rotores Savonius. Nestes estudos, turbinas eólicas são construídas em escala real ou em escalas reduzidas para depois serem testadas em túneis de vento. Porém, para Blackwell *et al.*, 1977, em diversos estudos não há uma correta reprodução destas escalas, ocasionando uma divergência de resultados. Na sequência, são apresentados alguns estudos experimentais já realizados.

Blackwell *et al.*, 1977, realizaram um estudo experimental envolvendo 15 diferentes configurações de turbinas Savonius. Seu experimento foi realizado em um túnel de vento com uma seção de testes de 4,9 x 6,1 m. Em seu estudo, os autores utilizaram turbinas de dois e três estágios, com velocidade nominal variada e diferentes números de Reynolds. A sobreposição das pás também foi variada, entre 0 e 0,1 m. Os resultados do estudo demonstraram que o aumento do número de pás de dois para três diminui a oscilação do torque estático e que com o aumento do número de Reynolds, geralmente ocorre uma melhora no desempenho aerodinâmico devido ao retardo da separação da camada limite em torno das

pás. Outro resultado importante apresentado foi a faixa de sobreposição para uma melhor *performance* do rotor, estando entre 10 e 15%.

Fujisawa, 1992, realizou um estudo experimental onde é feito um comparativo entre variadas razões de sobreposição para um rotor com e sem rotação. Os experimentos foram feitos para quatro rotores com diferentes razões de sobreposição variando entre 0 e 0,5. Para o torque estático, o desempenho foi melhorando com o aumento da razão de sobreposição, principalmente sobre a pá de retorno devido ao efeito da recuperação de pressão pelo fluxo através desta sobreposição. Com o rotor rotativo, o torque e o coeficiente de potência do rotor atingiram valores máximos para uma sobreposição de 0,15. Os autores afirmaram que não há um consenso para o valor de máxima razão de velocidade de ponta, pois este parâmetro é dependente da configuração adotada [Blackwell *et al.*, 1977; Fujisawa, 1992].

Em Hayashi *et al.*, 2005, experimentos em túnel de vento são feitos para análise de um rotor de três estágios, buscando diminuir a variação de torque numa comparação de casos com e sem a utilização de estator. No estudo, o coeficiente de torque estático de um rotor de um estágio sem estator apresentou em um ciclo de 180° uma variação muito grande, além de apresentar valores negativos para ângulos entre 140°-170° e 320°-350°. O coeficiente de torque estático do rotor de três estágios sem estator apresentou um ciclo de 60°, com uma variação muito pequena, relativo à 1/6 do apresentado pelo de um estágio. Os estatores aumentaram o coeficiente de torque médio para baixa razão de velocidade de ponta, mas diminuíram o coeficiente de torque para alta razão de velocidade de ponta. Ao contrário das características estáticas, as características dinâmicas tem dependência da velocidade do vento, sendo que para cada velocidade, os máximos valores de C_T e C_P do rotor de três estágios foram menores que os de um estágio. Entretanto, esta inferioridade do rotor de três estágios pode ser resolvida aumentando-se a razão de aspecto de cada estágio.

Saha *et al.*, 2008, realizaram testes em túnel de vento para buscar resultados sobre o desempenho aerodinâmico de rotores de um, dois e três estágios. Na ocasião, foram variados o formato das pás, entre semicirculares e torcidas, o número de pás e a utilização de válvulas nas pás. Foram fabricados 14 tipos de rotores eólicos, com idênticas razões de aspecto e mesma área projetada. A velocidade de teste foi variada de 6 a 11 m/s. As principais observações dos autores são que o ótimo número de pás encontrado foi de dois, tanto para um, dois ou três estágios, sendo que o aumento do número de pás dois para três gera uma diminuição na oscilação do torque estático. Pás com perfil torcido apresentaram melhores *performances* comparadas com pás semicirculares. Rotores de dois estágios apresentaram

maiores coeficientes de potência com relação aos de um e três estágios e válvulas adicionadas para três pás mostraram melhores coeficientes de desempenho quando comparadas com o rotor convencional de três pás.

Kamoji *et al.*, 2009a, propuseram um estudo envolvendo um rotor helicoidal com torção nas pás de 90° . O objetivo do trabalho foi de diminuir a variação do torque estático, variando ainda, a utilização de placas de extremidade e o uso de eixo entre elas, além da razão de sobreposição entre as pás. Os resultados experimentais demonstraram que a turbina Savonius helicoidal com eixo tem um desempenho inferior do que o caso sem eixo. Outro resultado obtido foi que a turbina com torção nas pás apresenta um coeficiente de torque positivo para todos os ângulos. A turbina helicoidal sem eixo, com razão de sobreposição nula e razão de aspecto de 0,88 apresentou valores semelhantes aos de coeficiente de potência obtidos para uma turbina Savonius convencional.

Kailash *et al.*, 2012, apresentaram um trabalho experimental sobre uma turbina Savonius, porém, utilizada em um tanque de ondas com razão de bloqueio de 15%, buscando investigar a posição ótima para placas defletoras, apenas sobre a pá de avanço, já que a posição da placa sobre a pá de retorno já foi investigada em trabalhos anteriores. As placas foram posicionadas no fluxo de entrada, tentando gerar um aumento no coeficiente de potência do rotor. No estudo, foi fabricado um rotor Savonius modificado, sem eixo entre as placas de extremidade. A posição da placa defletora sobre a pá de avanço foi variada em oito configurações diferentes, sendo alternado o ângulo da placa e uma distância Z da ponta inferior da placa até o centro do rotor e até a ponta da pá de avanço, conforme representado na Figura 2.14.

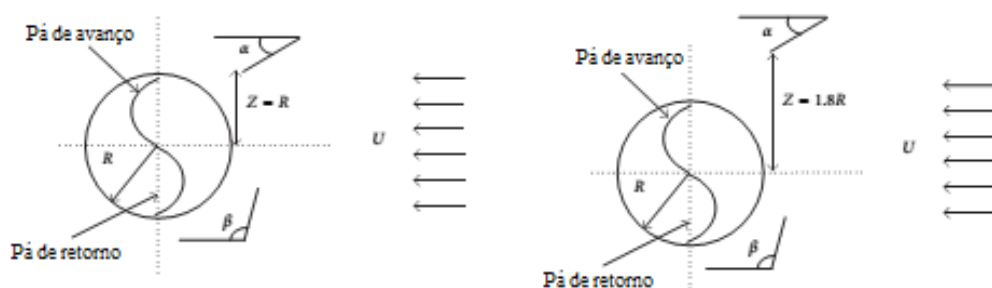


Figura 2.14 – Desenho esquemático representando o estudo de Kailash [adaptado de Kailash *et al.*, 2012]

A outra placa defletora foi mantida fixa na posição ótima já investigada. Os resultados apresentados mostraram que um defletor de duas placas colocadas em configurações ótimas

conseguiu aumentar o coeficiente de potência para 0,35, sendo que anteriormente, sem as placas, o valor do C_p foi de 0,14. A configuração ótima da placa estudada sobre a pá de avanço aconteceu para um ângulo de 50° , uma distância do centro de $1,8.R$.

No trabalho de Damak *et al.*, 2013, foi apresentado um estudo experimental envolvendo uma turbina Savonius com torção de 180° nas pás. Em um túnel de vento de seção aberta e com seção de testes de $0,4 \times 0,4$ m foi instalada a turbina eólica onde o experimento foi realizado para as velocidades de 6 m/s, 7,5 m/s, 8,8 m/s e 11,1 m/s. Apesar das poucas especificações sobre as dimensões de projeto e das formas de medições, os autores mostram a relação entre a variação do número de Reynolds e a relação de sobreposição sobre o desempenho do rotor Savonius helicoidal, apresentando, também, um melhor desempenho sobre a forma helicoidal se comparado com um rotor convencional.

Luz, 2013, realizou um trabalho experimental buscando melhorar o desempenho de uma turbina Savonius. Neste projeto, o autor fabricou um rotor com um estator com quatro pás defletoras, para após ser feita uma análise de eficiência para os casos com e sem estator. Para a seleção da turbina, o autor optou por montar um rotor com duas pás, dois estágios e com pás semicirculares devido à facilidade de construção. Como razão de bloqueio, foi escolhida uma razão de 10%, divergindo dos 7,5% recomendado pela literatura. O resultado apresentado foi de que não é válida a utilização de um estator com quatro placas defletoras, pois o seu desempenho foi inferior ao caso sem estator na maioria dos testes, além de aumentar o custo e criar dificuldades de fabricação.

Em Akwa, 2014, um trabalho misto envolvendo pesquisa numérica e experimental foi realizado. Primeiramente, o autor citou as dificuldades de obtenção de alguns dados e resultados numéricos envolvendo turbinas Savonius, além das divergências existentes entre partes experimental e numérica. Na parte experimental, medições foram feitas sobre um rotor estático com o objetivo de fornecer novos dados sobre parâmetros de turbulência e desprendimento de vórtices, parâmetros que até então não eram encontrados na literatura. Com estas medições foi possível verificar uma dependência da frequência de desprendimento de vórtices em relação à posição angular do rotor, que acaba afetando o bloqueio exercido pela turbina e posteriormente os eventos de emissão de vórtices. Com estes resultados, foi possível incrementar parâmetros para ser feita uma análise numérica da reprodução do escoamento sobre o rotor.

2.6 Estudos Numéricos

Uma alternativa usada recentemente para estudos de mecânica dos fluidos é a aplicação de métodos envolvendo Dinâmica dos Fluidos Computacional. Métodos computacionais representam uma forma inovadora para se obter respostas para os mais variados e complexos problemas de engenharia. Para problemas envolvendo turbinas Savonius, soluções computacionais foram usadas por autores como Menet e Bourabaa, 2004; Akwa, 2010; D'Alessandro *et al.*, 2010; Mohamed, 2011; Akwa, 2014; Kludzinska *et al.*, 2014 e Oliveira, 2014.

Em uma análise de desempenho envolvendo o uso de estatores em turbinas Savonius, Akwa, 2010, utilizou o Método de Volumes Finitos para simular um caso real. Em seu trabalho, o autor testou diversos tipos de estatores, além de fazer análises de rotores de um e dois estágios sem estator. No final, foi observado que apenas a turbina com três estatores em formato cilíndrico e a com quatro pás defletoras obtiveram melhorias no desempenho aerodinâmico quando comparadas com o caso sem estator, sendo que as melhorias foram apenas para algumas faixas de razão de velocidade de ponta. Foi observado pelo autor, ainda, que dependendo da necessidade não é conveniente o uso de estatores devido à complexidade de fabricação e a pouca diferença no desempenho aerodinâmico.

Em outro estudo sobre estatores, Akwa *et al.*, 2011, realizaram de forma bidimensional, simulações para um rotor com diferentes formatos de estatores. Utilizando os métodos de solução por médias de Reynolds (*Reynolds Averaged Navier-Stokes Equations – RANS*) e o modelo de turbulência *k- ω SST*, as simulações foram realizadas para a condição sem estator e para estatores cilíndricos com duas e três aberturas, com uma e quatro placas defletoras, e com uma parede em formato de perfil aerodinâmico. As melhorias de desempenho obtidas foram de até 12%, para o caso do estator com quatro placas defletoras e para uma razão de velocidade de ponta igual a 1,0.

Akwa *et al.*, 2012, simularam numericamente rotores Savonius com diferentes razões de sobreposição, com a aplicação das equações de continuidade e RANS e através do modelo de turbulência *k- ω SST*. As razões foram variadas em 0,0, 0,15, 0,3, 0,45 e 0,6. Entre as configurações analisadas, a de melhor *performance* foi a de *RA* de 0,15 que obteve um coeficiente de potência de 0,3161 para uma razão de velocidade de ponta de 1,25. Segundo os autores, um espaço entre as pás permite uma passagem do ar da pá de avanço para a de retorno, aumentando a pressão do lado côncavo da pá de retorno e reduzindo a força de

arrasto nesta parte do rotor. Porém, para altos valores de RA , ocorre recirculação e uma diminuição na incidência de ar do lado côncavo das pás do rotor, causando uma queda de rendimento.

Buscando uma otimização completa nas formas do rotor Savonius, Mohamed, 2011, fez um trabalho numérico simulando diversos casos buscando aumento de desempenho, aumentando o coeficiente de potência e o coeficiente de torque estático. Entre as modificações estão a utilização de variados tipos e números de placas defletoras frontais, além do teste de seções móveis para o caso da turbina de três pás e a modificação do formato das pás. Na análise dos resultados obtidos foi possível verificar que para uma turbina de duas pás, a otimização conduziu a um aumento relativo de 58% no desempenho aerodinâmico, para uma razão de velocidade de ponta de 0,7, e tendo um ganho mínimo de 35% para todas as faixas de operação convencional, variando de 0,3 a 1,4. Para a turbina de três pás, o aumento no desempenho foi de 57%, com ganho mínimo de 25% e apresentando um pico de C_P de 0,39 para razão de velocidade de ponta de 0,9.

Gupta *et al.*, 2013, estudaram numericamente um rotor Savonius com torção de 45° no ângulo das pás, para um rotor que tem uma altura de 60 cm e um diâmetro de 17 cm. Como solução, as equações de continuidade e o método de solução RANS foram utilizados, além do modelo de turbulência $k-\varepsilon$ *standard*. O C_P para cada ângulo do rotor aumentou com o aumento da razão de velocidade de ponta até alcançar um valor ótimo, para depois decair. Nas simulações, o ângulo de rotação foi variado de 0° a 360° com intervalos de 45° . O valor de C_P foi positivo para todos os ângulos de rotação, sendo os maiores valores obtidos para ângulos de 45° , 90° , 225° e 270° , contribuindo para uma máxima produção de potência.

Já Oliveira, 2014, estudou numericamente o desempenho de uma turbina Savonius helicoidal com torção nas pás de 180° . Utilizando recursos computacionais, foram simulados casos envolvendo uma turbina em rotação, através do método de solução RANS e aplicando o modelo de turbulência $k-\omega$ *SST*, encontrando resultados para o coeficiente de torque e, com ele, obtendo valores para o coeficiente de potência. Seus resultados foram comparados com outras publicações, apresentando certas dificuldades devido à diferenças de parâmetros das diversas literaturas. Foi possível encontrar um coeficiente de potência máximo de 0,175 para uma razão de velocidade de ponta de 0,58. Em uma comparação com resultados de turbinas convencionais, a autora cita ainda que o coeficiente de torque e de potência obtidos pela turbina helicoidal apresentou uma maior uniformidade no seu comportamento além de uma menor oscilação.

3 METODOLOGIA

Para início do estudo são escolhidas as configurações necessárias para a realização dos experimentos. É importante definir todos os itens e métodos que serão utilizados. Neste estudo experimental são montados e testados dois diferentes tipos de turbinas eólicas de eixo vertical do tipo Savonius, sendo uma a convencional e a outra a helicoidal. Para isso, as análises são realizadas através de simulações no canal aerodinâmico Professor Debi Pada Sadhu, do Laboratório de Mecânica dos Fluidos da Universidade Federal do Rio Grande do Sul. Nesta seção, são detalhados os diversos aspectos necessários para a realização deste trabalho.

3.1 Metodologia Experimental

3.1.1 O Canal Aerodinâmico

O túnel aerodinâmico Professor Debi Pada Sadhu, Figura 3.1, localizado na Universidade Federal do Rio Grande do Sul, no LMF, foi construído para permitir o estudo de escoamentos sobre os mais diversos tipos de perfis aerodinâmicos. Nele serão instalados os rotores eólicos para um posterior teste de desempenho.



Figura 3.1 – Túnel aerodinâmico Professor Debi Pada Sadhu

O túnel é de sucção e circuito aberto e apresenta uma seção transversal de 1 x 1 m, com comprimento de aproximadamente 7,0 m. O túnel apresenta na sua entrada um bocal protegido por uma tela e na sequência uma câmara de estabilização com tubos. A sua seção de testes se encontra a aproximadamente 3,0 m da entrada. A rotação máxima do motor do exaustor é de 1160 rpm, com a velocidade máxima do escoamento no túnel alcançando até 9,4 m/s. O fluido utilizado nos experimentos é o ar. Assim, da equação de estado para um gás ideal é possível determinar a massa específica do ar a partir da temperatura " T_{ar} " e pressão atmosférica " p ", como mostra a Equação 3.1.

$$\rho = \frac{p}{RT_{ar}} \quad (3.1)$$

onde R é a constante do gás, sendo de 287,053 J/kg.K para o ar.

A viscosidade dinâmica (μ) foi definida por Fox *et al.*, 2010, como sendo:

$$\mu = \frac{bT^{0,5}}{1 + \frac{S}{T_{ar}}} \quad (3.2)$$

sendo $b = 1,458 \times 10^{-6}$ kg/(m.s.K^{1/2}), $S = 110,4$ K e T_{ar} a temperatura.

Com isso, é possível determinar o número de Reynolds através da Equação 3.3.

$$Re = \frac{\rho \cdot D \cdot V_o}{\mu} \quad (3.3)$$

Para D sendo o diâmetro do rotor e V_o a velocidade não perturbada do escoamento.

3.1.1.1 Perfil de Velocidade do Túnel Aerodinâmico

Com o objetivo de tornar mais uniforme o perfil do escoamento no interior do túnel aerodinâmico, fez-se um projeto de um bocal para a região de entrada. Anteriormente, seu perfil não uniforme dificultava a análise dos resultados. Agora, com esta modificação, um novo perfil é obtido, e para isso, são feitas 24 medições da velocidade média para diferentes pontos da seção transversal da seção de teste. Com dois tubos de Pitot posicionados, um na seção de teste e outro como referência a jusante, foi possível obter um perfil para entender a aerodinâmica do escoamento.

Com os tubos de Pitot posicionados na seção de teste e a 1 m a jusante da seção, o Pitot da seção foi posicionado em 24 diferentes pontos, como pode ser visto na Figura 3.2.

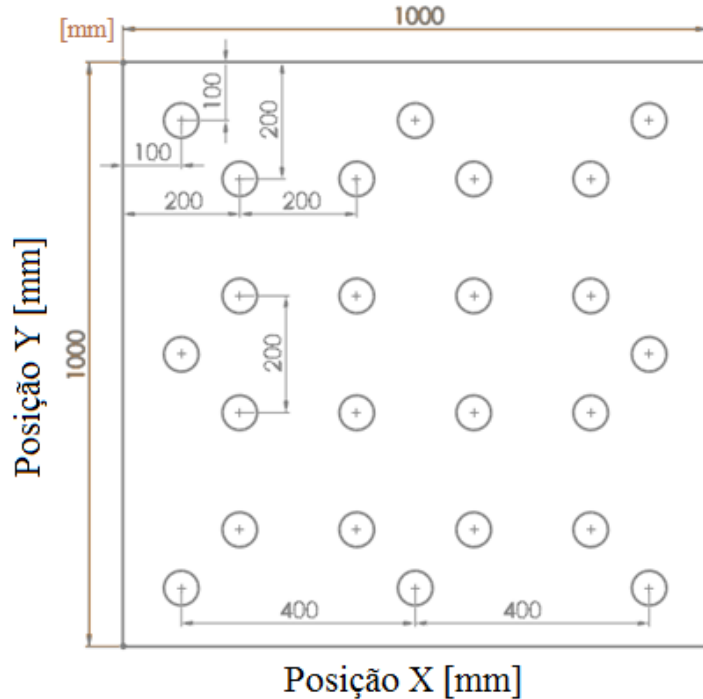


Figura 3.2 – Pontos de medição da seção de testes do túnel aerodinâmico

Para medir as pressões estática e dinâmica do escoamento, um transdutor de pressão foi utilizado, cuja sonda é lida na forma de corrente elétrica. Através da Equação 3.4, é possível utilizar esta corrente elétrica, em mA, para determinar a pressão em cada ponto, e com as condições do ambiente é possível determinar as respectivas velocidades médias do escoamento. Com isto, determina-se o perfil aerodinâmico transversal do túnel, onde os dados medidos estão apresentados no Apêndice B.

$$p = 25i - 100 \quad (3.4)$$

Feitas as medições para os diferentes pontos, são criadas representações do perfil de velocidades na seção transversal da seção de testes do túnel através de um *software* matemático, para as frequências do inversor de 20, 30, 40 e 50 Hz. O inversor de frequência é quem controla a rotação do ventilador responsável pela sucção. Os perfis de velocidades podem ser vistos nas Figuras 3.3 e 3.4.

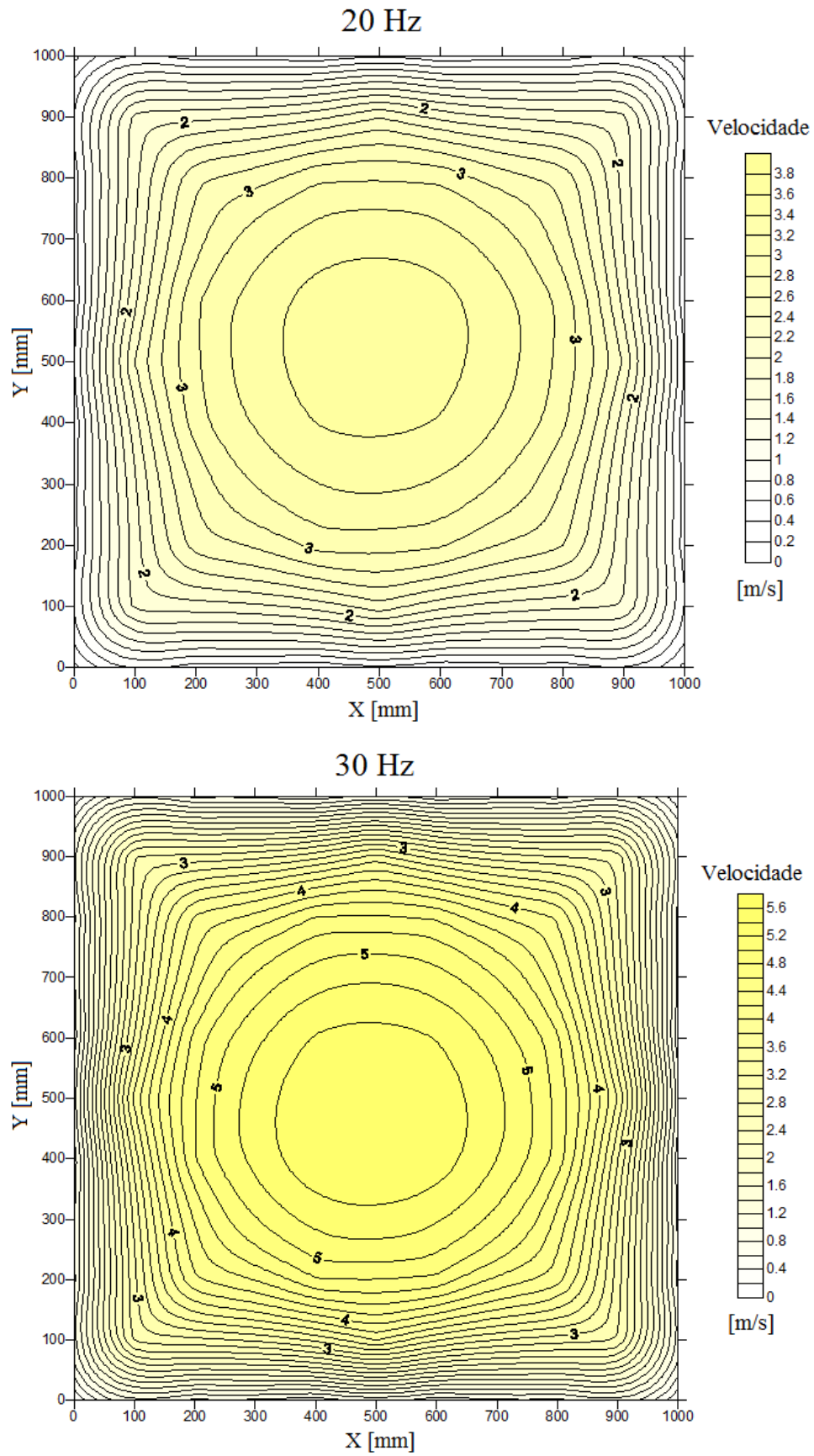


Figura 3.3 – Perfil de velocidade transversal na seção de testes para as frequências de 20 e 30 Hz

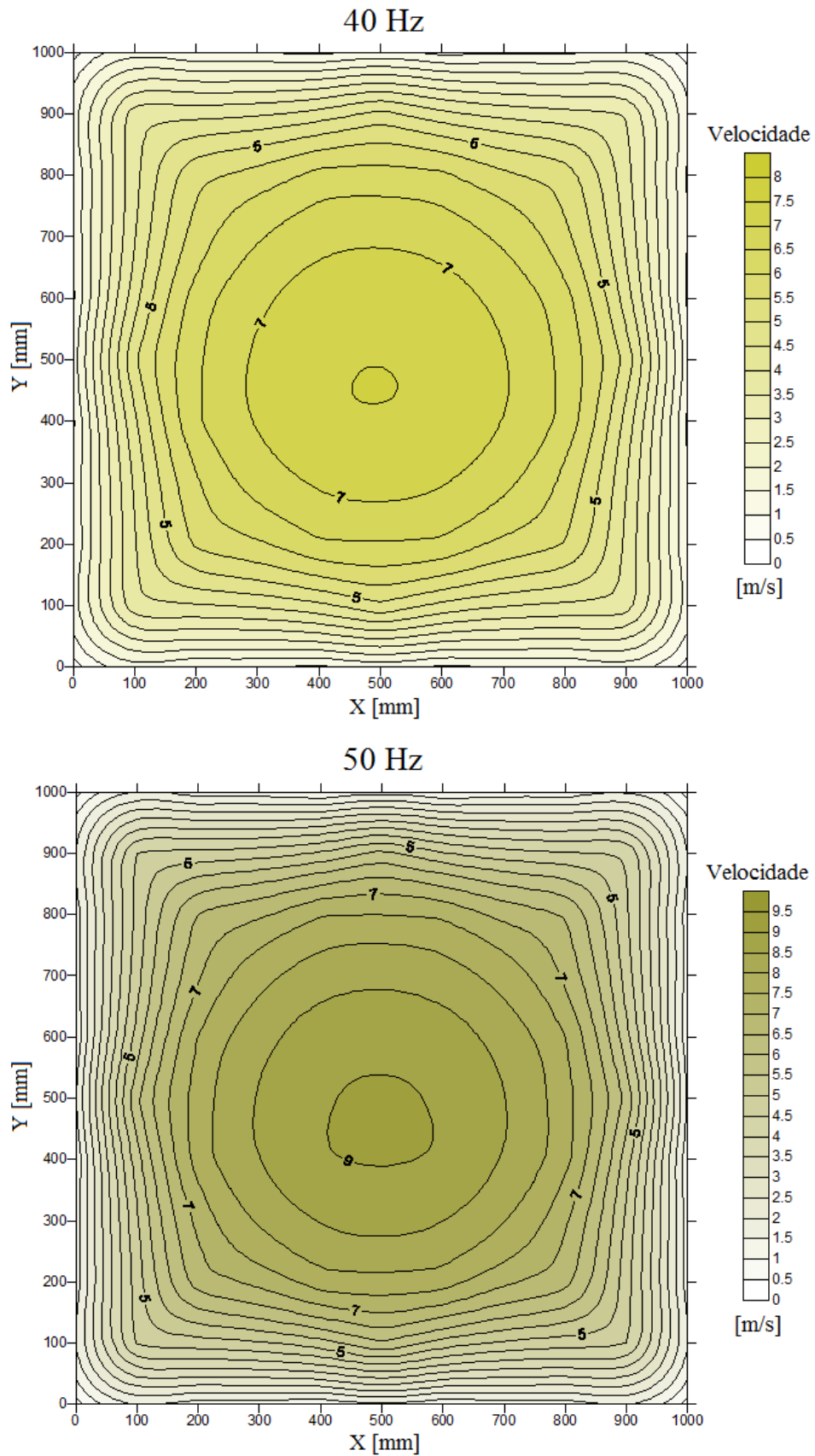


Figura 3.4 – Perfil de velocidade transversal na seção de testes para as frequências de 40 e 50 Hz

3.1.2 Turbinas Utilizadas no Estudo

Neste trabalho é realizado um estudo comparativo entre duas variações de turbinas eólicas. A Savonius convencional é uma turbina tradicional, com as pás paralelas. Porém esta última conta com dois estágios, devendo apresentar um bom desempenho aerodinâmico, além de um torque positivo para qualquer ângulo de ataque. A turbina helicoidal é uma turbina com uma modificação na forma das pás, apresentando uma forma torcida.

Como o estudo é comparativo, procura-se manter um padrão de semelhança entre as duas turbinas analisadas. Para isso, os dimensionamentos das turbinas são feitos da mesma forma e devido a uma maior dificuldade de fabricação da turbina helicoidal, é escolhida a fabricação por meio de impressão 3D. Primeiramente, buscando uma fabricação de forma homogênea, procura-se uma impressora com dimensões compatíveis com o tamanho apresentado no problema, sendo encontrada uma com tamanho de 280 x 330 x 400 mm. Assim, primeiramente é definido o uso de uma área frontal dos modelos equivalente a 7,5% da área da seção de túnel, não necessitando, assim, de uma correção para o efeito de bloqueio. Como o túnel apresenta uma área transversal de 1 m², a área frontal da turbina deve ser inferior a 0,075 m². Assim, são escolhidas algumas possíveis dimensões como diâmetro, altura, área específica, os valores da corda (c) e sobreposição (s), conforme pode ser visto na Tabela 3.1. Optou-se em manter uma alta razão de aspecto com as dimensões do rotor apresentando uma altura superior ao diâmetro. Devido a pesquisas recentes [Akwa, 2010 e Luz, 2014], são escolhidas, então, as dimensões de 0,38 x 0,095 m, com uma área frontal de 0,0361 m², valor que representa uma boa razão de aspecto, de 4 para um estágio e 2 para cada seção dos dois estágios.

Tabela 3.1 – Possíveis dimensões das turbinas a serem empregadas

H [m]	D [m]	A_r [m ²]	RA	Para dois estágios	Sobreposição de 15%			
0,4	0,1	0,04	4,000	2,000	c [m]	0,0541	s [m]	0,0081
0,38	0,095	0,0361	4,000	2,000	c [m]	0,0514	s [m]	0,0077
0,38	0,19	0,0722	2,000	1,000	c [m]	0,1027	s [m]	0,0154

Também conforme visto em alguns estudos [Fujisawa, 1992 e Akwa *et al.*, 2012], é escolhida uma razão de sobreposição entre as pás de 15% da dimensão da corda das mesmas,

valor com os melhores resultados na literatura. Um desenho esquemático das turbinas pode ser visto na Figura 3.5. onde d_f é o diâmetro do furo de acoplamento, d_{pe} é o diâmetro da placa de extremidade, e_{pe} é a espessura da placa de extremidade, e é a espessura das pás, h_1 é a altura do estágio para o rotor de duplo-estágio e h_2 é a espessura da placa intermediária

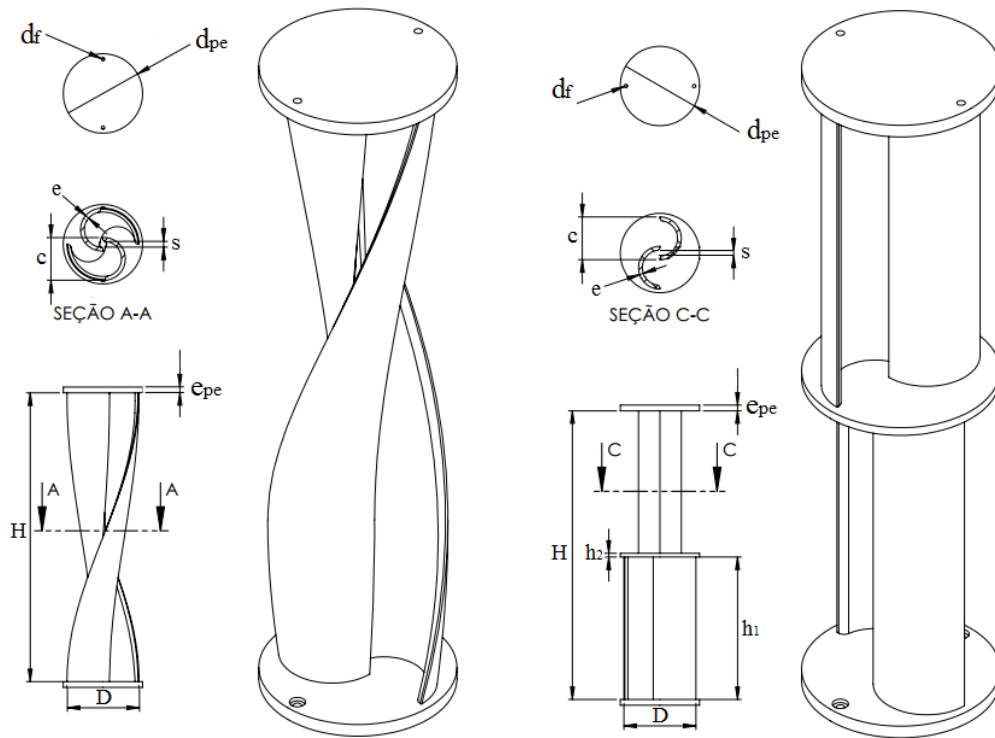


Figura 3.5 – Desenho esquemático das turbinas helicoidal (esquerda) e duplo-estágio (direita)

Para a turbina helicoidal, foi preciso definir o ângulo de torção das duas pás, onde foi escolhido um valor para o ângulo de 180° , valor também geralmente recomendado pela literatura. As demais dimensões escolhidas podem ser vistas na Tabela 3.2.

Tabela 3.2 – Demais dimensões das turbinas

Dimensões [mm]	Turbina helicoidal	Turbina duplo-estágio
e	5	5
d_f	4,5	4,5
d_{pe}	104,5	104,5
e_{pe}	7,5	7,5
h_1	-	187,5
h_2	-	5

3.1.3 Fabricação do Modelo

A produção do modelo é baseada na procura por um método semelhante de fabricação para ambas as turbinas, buscando assim, evitar diferenças em relação a dimensões, pesos e materiais. Como forma mais prática de projeto, o protótipo é desenhado em um *software* de CAD 3D, onde sua representação pode ser vista na Figura 3.6.

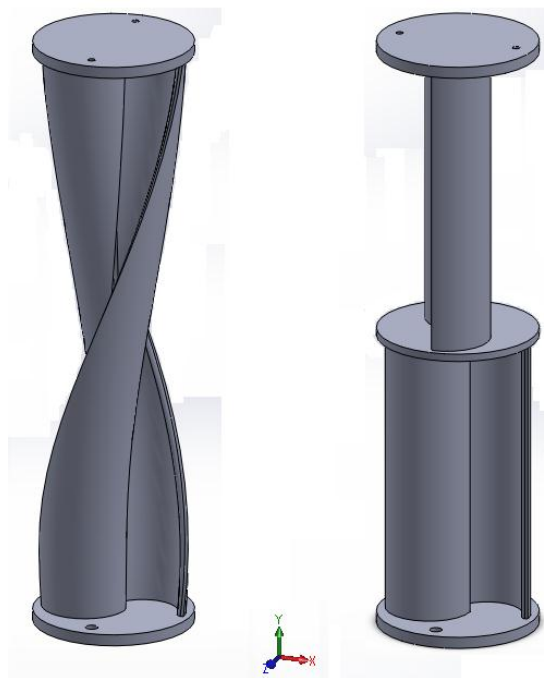


Figura 3.6 – Desenho dos projetos das turbinas helicoidal (esquerda) e duplo-estágio (direita)

A forma mais prática de fabricação é por meio da impressão 3D, facilitando principalmente a fabricação da turbina helicoidal, sendo o modelo confeccionado através do método SLS (*Selective Laser Sintering*). O processo consiste em uma impressão a laser, com o material utilizado sendo o pó de poliamida (nylon), onde suas principais características estão descritas no Anexo A. O processo é realizado em parceria com o Instituto de Tecnologia da Informação Renato Archer, localizada em Campinas/SP. Da mesma forma é fabricado o rotor Savonius de dois estágios, onde é possível ver as turbinas já fabricadas na Figura 3.7.

As turbinas apresentam boa aparência e resistência. Porém, devido a algumas falhas como excessos de material em certos pontos, é necessário ser feito um trabalho para melhorar o acabamento dos protótipos.



Figura 3.7 – Turbinas helicoidal (esquerda) e duplo-estágio (direita) após serem impressas

O pós-processamento é feito com uma aplicação de massa rápida cinza e, após, é feito o lixamento com lixas de granulação 200, 320 e 400. A última etapa é a pintura, onde as turbinas são pintadas de branco. A Figura 3.8 mostra a turbina helicoidal antes, durante e depois do processo de acabamento.

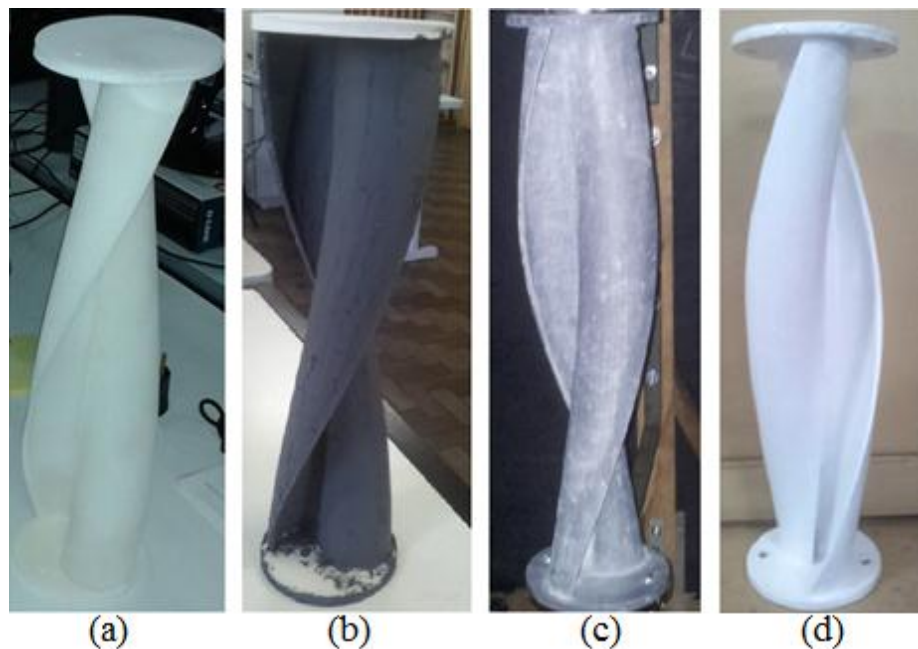


Figura 3.8 – Turbina helicoidal no pós-processamento: (a) antes do processo de acabamento; (b) após a aplicação da massa rápida; (c) após o lixamento; (d) após a pintura

3.1.4 Suporte

O suporte para a fixação da turbina na parede do túnel aerodinâmico consiste primeiramente em uma haste de madeira vertical. Nesta haste estão presas duas barras horizontais, uma superior e uma inferior, que são estaiadas nas partes superior e inferior do túnel com a finalidade de reduzir as vibrações da turbina devido ao escoamento do vento. Cada barra possui um mancal com rolamento, um eixo preso ao rolamento e um disco acoplado na ponta do eixo. Entre estes dois discos está localizada a turbina. Para uma menor interferência no escoamento o suporte de fixação da turbina está localizado na parede lateral do túnel de vento (Figura 3.9).

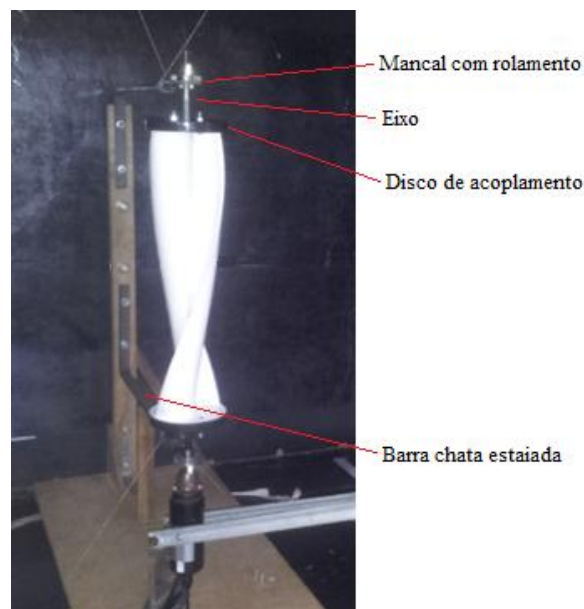


Figura 3.9 – Suporte de fixação da turbina Savonius helicoidal no túnel aerodinâmico

A base do suporte é feita de madeira, e unida com parafusos. Os braços de apoio superior e inferior são feitos com barras chatas de ferro. Os mancais e os discos para suporte das turbinas são feitos de acrílico. Já os eixos são usinados a partir de parafusos de 3/8" x 4". Procedimentos de corte são feitos com o auxílio do Departamento de Design e Expressão Gráfica (DEG) da Engenharia e da Maquetaria da Escola de Arquitetura da UFRGS. Procedimentos de usinagem são realizados com o auxílio do Laboratório de Usinagem da UFRGS e do Departamento de Usinagem do Hospital de Clínicas de Porto Alegre.

3.1.5 Instrumentação

Para avaliação dos resultados obtidos, são utilizados instrumentos específicos de medição, tais como tubos de Pitot e multímetros digitais. Além disso, é utilizado também um torquímetro para medição do torque estático do sistema e um torquímetro dinâmico simplificado para a medição do torque dinâmico, podendo ser obtida, assim, uma estimativa de potência das turbinas.

Dois tubos de Pitot são utilizados para medição da velocidade média do escoamento dentro do túnel. Sua instalação deve ser feita perpendicularmente ao escoamento e com o seu orifício de entrada direcionado a montante, conforme previsto na norma 61400-12-1 de 2012. Suas leituras são realizadas com o auxílio de um manômetro digital e de um manômetro inclinado.

Para a medição do torque estático é utilizado um torquímetro digital portátil da Lutron, modelo TQ-8800 (Figura 3.10), sendo o aparelho fixado ao eixo de rotação da turbina. Sua capacidade máxima é de 147,1 N/cm, apresentando uma resolução no modo “*High*” de 0,1 N/cm, uma precisão de escala de $\pm 1,5\% + 5$ dígitos e taxa de amostragem de 0,125 s. Mais especificações podem ser vistas no Anexo B. Com o auxílio de um inversor de frequência, é possível variar a velocidade do escoamento dentro do túnel aerodinâmico. O inversor em questão é quem varia a frequência do motor responsável pela exaustão do ar no interior do canal, podendo alcançar uma frequência de até 60 Hz.



Figura 3.10 – Torquímetro digital portátil Lutron TQ-8800

A medição das rotações das turbinas é feita através de um foto tacômetro digital, modelo MDT-2244B, com suas especificações descritas no Anexo C. Para a medição do torque dinâmico é construído um torquímetro de forma simplificada semelhante ao utilizado por Bazzo, 1980. O princípio de funcionamento se dá através de uma carga presa a um barbante que simula um freio para o eixo. Este barbante envolve o eixo e é preso a uma balança digital com uma resolução de 5 g fixa em um suporte. Com diferentes cargas se tem diferentes rotações no eixo e, para estas diferentes rotações, se tem diferentes forças atuantes na balança. O peso das carga é medido através de uma mini balança de precisão, modelo MH-500 com resolução de 0,1 g e uma carga máxima de 500 g. Para calcular a força resultante (F_{RES}), é utilizada a Equação 3.5:

$$F_{RES} = (m_{BALAN\cA} - m_{CARGA})g \quad (3.5)$$

onde $m_{BALAN\cA}$ é a massa medida na balança, m_{CARGA} é a massa da carga pendurada no barbante e g é a gravidade.

Para determinar o torque dinâmico (T), Equação 3.6, é feita uma multiplicação da força resultante pelo raio (d), o raio é dado por $d = r_{EIXO} + d_{BARBANTE}$, onde r_{EIXO} é o raio do eixo de 5 mm e $d_{BARBANTE}$ é o diâmetro do barbante, que tem 2,2 mm.

$$T = F_{RES} d \quad (3.6)$$

A potência (P) é estimada através da Equação (3.7), onde ω_0 é a rotação da turbina.

$$P = T\omega_0 \quad (3.7)$$

Durante a experimentação, precauções são tomadas para evitar vibrações e interferências, como uma proteção ao gancho da balança para que este não sofra demasiada influência do escoamento, além de uma fixação extra dos instrumentos, evitando que as turbinas quebrem devido a altas velocidades do escoamento.

Na Figura 3.11 é apresentado um desenho esquemático do foto tacômetro e do sistema com a balança, o barbante e o peso.

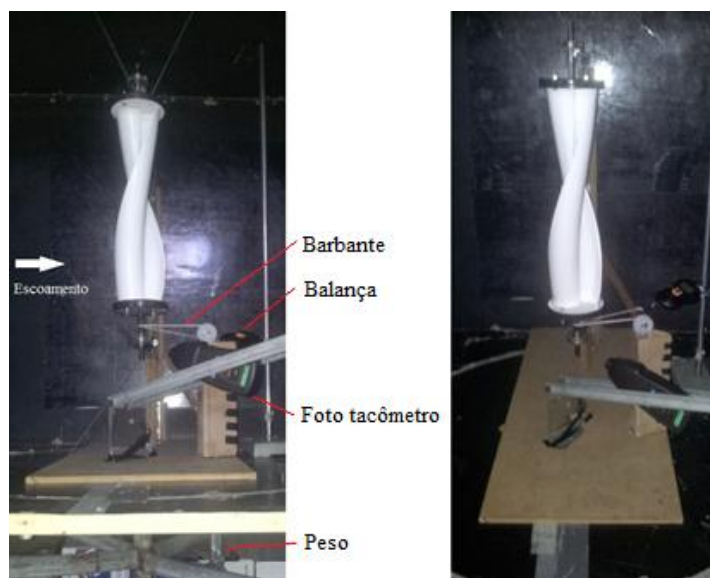


Figura 3.11 – Torquímetro dinâmico montado

3.1.6 Procedimentos Experimentais

Primeiramente são feitas medições no túnel sem os modelos de turbinas. Os instrumentos são instalados, sendo dois tubos de Pitot, com um logo na entrada do túnel e outro próximo à saída para medição e comparação das velocidades do túnel livre de qualquer obstáculo. Seus posicionamentos devem ser perpendiculares ao escoamento, na forma mais precisa possível e com uma inclinação máxima de 1° , segundo a norma. Suas leituras serão feitas com a ajuda de um manômetro eletrônico e de um manômetro inclinado. Após isso, a turbina é instalada na posição de testes do túnel, situada a 3,0 m da região de entrada do mesmo, onde é ligado um torquímetro ao seu eixo para a medição do torque estático.

Por último, são feitas as medições de rotação e torque dinâmico para ambos os casos, onde é variada a frequência do inversor de 20 a 50 Hz. Como forma de aumentar a exatidão do problema, são realizadas três medições para cada caso.

3.2 Metodologia Numérica

As duas turbinas eólicas são simuladas numericamente através do *software* Fluent/Ansys visando ampliar a análise e estabelecer critérios para avaliação de desempenho, através da comparação com os resultados experimentais em condições controladas. Segundo Maliska, 2004, um método numérico deve resolver uma ou mais equações diferenciais, substituindo as derivadas existentes por expressões algébricas que envolvem a função

incógnita. Para isso, utilizou-se o método dos volumes finitos, um método que consiste na divisão de um domínio em um finito número de volumes de controle.

Para o presente trabalho, são resolvidas as equações de Navier-Stokes com médias de Reynolds, RANS (*Reynolds Averaged Navier-Stokes Equations*), além das equações de conservação de massa. Outras formas podem ser empregadas para a solução das equações de Navier-Stokes, como o método de Simulação de Grandes Escalas (LES) ou o de Simulação Numérica Direta (DNS). Na literatura, o método RANS é empregado por D'Alessandro, 2010; Akwa, 2010; Akwa *et al.*, 2012; Gupta *et al.*, 2013 e Oliveira, 2014. Com estas simulações numéricas pretende-se obter resultados que representem o comportamento do escoamento incidente na turbina eólica e, com isso, fazer uma comparação com os resultados experimentais.

3.2.1 Discretização do Domínio

Para a solução do problema é necessária a criação de um domínio para que se possa representar o escoamento incidente nos modelos das turbinas. O domínio do problema é tridimensional e baseado no túnel aerodinâmico usado para os procedimentos experimentais. Porém, sendo representado de forma simplificada sem o bocal, com a turbina estando a uma distância de 2 metros da entrada. Para os primeiros testes simulados a turbina estará em uma condição estacionária, e na sequência será imposta uma condição de rotação. Para ambos os casos, com o rotor parado as simulação serão permanentes. Já em rotação elas serão transientes.

O domínio total apresenta uma área de 1 x 1 m na entrada, com uma profundidade de 6 m. Na proximidade da turbina existe uma região de interface com um diâmetro de 0,2 m e uma altura de 0,44 m. Além disso, foi criada uma região de refinamento através de uma função densidade na malha, que envolve a turbina. Este sistema pode ser visto na Figura 3.12.

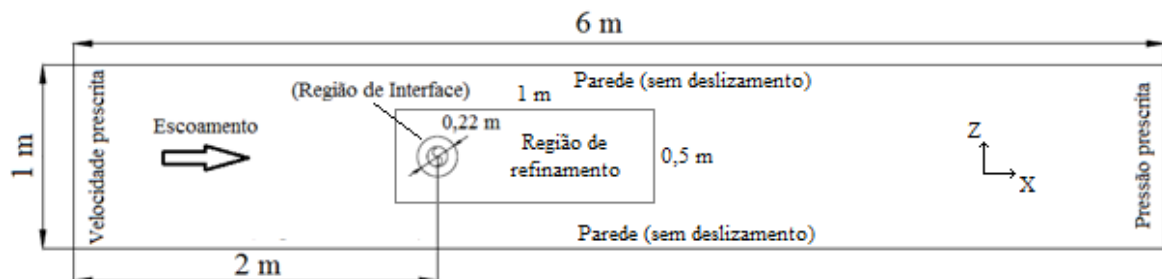


Figura 3.12 – Figura esquemática do domínio computacional

A região de interface, local onde fica localizada a turbina, é criada como forma de tornar a malha móvel, sendo assim possível gerar a rotação da turbina. A função desta malha é de girar com uma velocidade rotacional (ω_0) prescrita referente à rotação desejada da turbina. Este tipo de rotação se dá por um ajuste dos elementos conectados entre as interfaces para cada passo de tempo, deixando sempre as malhas conectadas para as diferentes posições angulares e, assim, fazendo o escoamento fluir de uma interface a outra. A velocidade angular é calculada conforme a Equação 3.8:

$$\omega_0 = \frac{\lambda V_o}{R_r} \quad (3.8)$$

Com isso, são utilizadas as velocidades de ponta de pá de 0,2, 0,35, 0,5, 0,65, 0,8 e 1,0. Sendo para uma velocidade de 7,6 m/s, rotações equivalentes a 32, 56, 80, 104, 128 e 160 rad/s.

3.2.1.1 Condições de Contorno

Como condições de contorno de entrada, considera-se uma aproximação de perfil de velocidade média prescrita de entrada de 7,6 m/s, sendo essa a velocidade não perturbada do ar (V_o). Com isso, obtém-se o número de Reynolds igual a 49.410. Além disso, são consideradas uma intensidade de turbulência de 0,02 e um comprimento característico de 0,07 m.

Para a saída é considerada uma condição de pressão prescrita, para ocasionar uma diferença de pressão entra a entrada e a saída, gerando assim o escoamento. Nas paredes do domínio é considerada condições de parede sem deslizamento. Para a turbina é considerada uma condição de parede, com uma rugosidade de 5×10^{-5} m.

Para a geração da malha, são considerados separadamente dois domínios. Um domínio do túnel, sendo este criado com um cilindro da interface, e outro domínio apenas com o cilindro de interface e com a turbina dentro. Para a região da turbina são consideradas 10 camadas prismáticas no entorno da superfície do rotor com tamanho de 10^{-5} m na primeira camada.

3.2.2 Avaliação da Qualidade da Malha

Como estudo de qualidade de malha, é escolhido o método GCI (*Grid Convergence Index*). Criado por Roache, 1994, este método é baseado na extrapolação de Richardson e consiste em um comparativo de soluções discretas para diferentes tamanhos de malha. A seguir, são introduzidos alguns conceitos básicos do método para o procedimento de cálculo. Este método foi empregado na literatura por Morais, 2004 e Oliveira, 2014.

A razão de refinamento para malhas não estruturadas é uma razão que é feita entre dois tipos diferentes de malha, sendo N o número de volumes de cada malha e N_T o número de elementos total do domínio, sua forma pode ser vista através da Equação 3.9.

$$r_{ij} = \left(\frac{N_i}{N_j} \right)^{\frac{1}{N_T}} \quad (3.9)$$

Os índices i e j são referentes às malhas utilizadas. Como no presente trabalho são utilizadas três diferentes malhas, estes índices serão consideradas como 1 para a malha mais refinada, 2 para a malha intermediária e 3 para a malha mais grosseira. Com isso, as razões de refinamento são feitas entre as malhas 1 e 2 (r_{12}), e entre as malhas 2 e 3 (r_{23}).

Devido à divergências dos valores de razão, é utilizada uma ordem de convergência (OC), que é calculada com base nas duas razões de refinamento calculadas, e mais os valores de referência obtidos como resultado das simulações numéricas (f_1 , f_2 e f_3), sendo que no presente trabalho este resultado numérico é o do coeficiente de torque estático da turbina analisada.

$$OC = \frac{\ln \left(\left(\frac{r_{12}^{OC} - 1}{r_{23}^{OC} - 1} \right) \left(\frac{f_3 - f_2}{f_2 - f_1} \right) \right)}{\ln(r_{12})} \quad (3.10)$$

Esta ordem de convergência é obtida através de um processo iterativo, onde a literatura recomenda utilizar o valor de 2 como valor inicial. Em seguida calcula-se o GCI, que é uma estimativa percentual que é determinada pelo valor numérico calculado junto com o valor numérico “exato” estimado. Este valor deve ser calculado para malhas consecutivas, ou seja, para os casos GCI_{12} e GCI_{23} (Equação 3.11)

$$GCI_{ij} = \frac{F_s |\varepsilon_{ij}|}{(r_{ij}^{OC} - 1)} \quad (3.11)$$

sendo F_s o fator de segurança, usualmente de 1,25, e ε_{ij} o erro relativo entre duas malhas. O erro relativo pode ser calculado pela Equação 3.12.

$$\varepsilon_{ij} = \left| \frac{f_j - f_i}{f_i} \right| \quad (3.12)$$

Segundo Abramschuk, 2013, existe uma forma de se estimar um valor exato de um problema mesmo sem conhecer sua solução analítica. Tal forma se dá através de uma generalização da extrapolação de Richardson, Equação 3.13.

$$f_{exato,ij} \cong f_j + \frac{(f_i - f_j)r_{ij}^{OC}}{(r_{ij}^{OC} - 1)} \quad (3.13)$$

Por último, é verificado se a solução está dentro do intervalo de convergência assintótico (IC), onde para valores próximos a 1 indica que a solução está próxima da solução “exata”, sendo o valor de 1 a própria solução “exata”. Esta relação é feita com os valores de GCI_{12} , GCI_{23} , o fator de refinamento (r_{ij}) e a ordem de convergência (p), como pode ser visto na Equação 3.14.

$$IC = \frac{GCI_{23}}{r_{ij}^{OC} GCI_{12}} \quad (3.14)$$

Para esta análise, é escolhido trabalhar com a malha da turbina helicoidal. Sendo assim, são geradas três malhas de diferentes tamanhos, onde é mantido o mesmo tamanho de malha para o domínio do túnel, apresentando 3.682.040 de volumes, e sendo variados os tamanhos do domínio onde está presente a turbina. Assim, o total de volumes das malhas pode ser visto na Tabela 3.3.

Tabela 3.3 – Quantidade de volumes das três malhas utilizadas

Malha Helicoidal	Malha Túnel	Total de Volumes
2244807	3682040	5926847
3491682	3682040	7173722
6068584	3682040	9750624

Com as três malhas simuladas em regime permanente é realizada uma análise do torque estático para a escolha de qual tamanho de malha será a mais adequada para as simulações do presente trabalho.

3.2.3 Discretização Temporal

Para a realização das simulações numéricas transientes, é necessário escolher o melhor passo de tempo para resolver as simulações numéricas. Com isso, decidiu-se fazer uma variação angular de acordo com o estudado por Oliveira, 2014. No trabalho, a autora escolheu o passo de tempo de acordo com a variação angular ($\Delta\theta$), onde fez uma análise para rotações variando em $2,5^\circ$ e 5° para cada passo de tempo. As simulações foram feitas para uma turbina helicoidal com torção de 180° , e com uma velocidade não perturbada de 6 m/s, razão de velocidade de ponta de 0,25 e rotação de 18,1 rad/s. Em um total de três voltas da turbina, a simulação com $2,5^\circ$ apresentou melhores resultados. Devido a isso, no presente trabalho optou-se por utilizar uma variação angular de $2,5^\circ$ nas simulações numéricas.

Para o cálculo do passo de tempo para cada caso, utilizou-se a Equação 3.15:

$$\Delta t = \frac{\Delta\theta\pi}{180^\circ\omega} \quad (3.15)$$

Através desta equação, se determinou os diferentes passos de tempo para a velocidade não perturbada do vento.

3.2.4 Modelagem Matemática

A metodologia RANS é uma forma de soluções de problemas numéricos de quantidade de movimento e balanço de massa por média de Reynolds, que consiste na aplicação de uma integral no tempo. Segundo Möller e Silverstrini, 2004, através da decomposição de Reynolds, que consiste em decompor uma variável escalar ou vetorial em uma parte média temporal e outra parte como flutuação, conforme Equação 3.16, é possível fazer uma substituição no princípio da conservação de massa, Equação 3.17, o que resulta em uma modificação da equação de conservação de massa, resultando na Equação 3.18:

$$u(t) = \bar{u} + u'(t) \quad (3.16)$$

$$\frac{\partial u_i}{\partial x_i} = 0 \quad (3.17)$$

$$\frac{\partial}{\partial x_i} (\bar{u}_i + u'_i) = 0 \quad (3.18)$$

Para uma mesma notação, com a decomposição de Reynolds para a velocidade e pressão conforme o princípio da quantidade de movimento, como mostra a Equação 3.19, obtém-se o balanço de quantidade de movimento, conforme a Equação 3.20:

$$\frac{\partial u_i}{\partial t} + u_j \frac{\partial u_i}{\partial x_j} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x_i} + \nu \frac{\partial^2 u_i}{\partial x_j \partial x_j} \quad (3.19)$$

$$\frac{\partial \bar{u}_i}{\partial t} + \bar{u}_j \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial \bar{p}}{\partial x_i} + \nu \frac{\partial^2 \bar{u}_i}{\partial x_j \partial x_j} - \frac{\partial}{\partial x_j} \overline{u'_i u'_j} \quad (3.20)$$

O tensor de correlações, descrito por $\overline{u'_i u'_j}$, compõe as tensões de Reynolds, que é um tensor simétrico e que pode ser expresso por (Equação 3.21)

$$-\rho \overline{u'_i u'_j} = \tau \quad (3.21)$$

Sendo que, de acordo com Möller e Silvestrini, 2004, as tensões de Reynolds representam a recíproca dos fluidos devido à presença das flutuações, e não devido às tensões propriamente ditas. Seu acréscimo nas equações de Reynolds gera um problema de fechamento, problema ocasionado quando existem mais incógnitas do que equações. Para resolver este tipo de problema, são utilizados modelos de turbulência [Wilcox, 1988].

3.2.5 Modelo de Turbulência

De modo a resolver problemas de fechamento decorrentes do emprego da metodologia RANS, modelos de turbulência foram criados e estudados, sendo largamente empregados os modelos baseados na aproximação de Boussinesq, que introduziu o conceito de viscosidade turbulenta (μ_t), propondo relacionar a turbulência com o escoamento médio para fechar o sistema de equações [Wilcox, 1998]. Esta hipótese está representada na Equação 3.22, para o

escoamento incompressível, onde k é a energia cinética turbulenta e $\delta_{k,\omega}$ é o operador delta de Kronecker, conforme Freire *et al.* 2002.

$$\tau_{ij} = -\overline{\rho u'_i u'_j} = \mu_t \left(\frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \bar{u}_j}{\partial x_i} \right) - \frac{2}{3} k \delta_{ij} \quad (3.22)$$

Existem diferentes formas de se obter os campos de viscosidade turbulenta, podendo ser de forma empírica, por uma equação ou por duas equações. No presente trabalho é empregado o modelo de duas equações $k-\omega$ SST (*Shear-Stress Transport*), desenvolvido por Menter em 1994 [ANSYS, 2013a]. Neste modelo é aplicada uma equação para a energia cinética turbulenta k , e uma para a taxa de dissipação específica ω , que é a taxa de dissipação ε dividida pela energia cinética turbulenta ($\omega \cong \varepsilon/k$). A proposta do autor foi de misturar de forma eficaz a formulação robusta do modelo $k-\varepsilon$ na região próxima à parede, com a independência do escoamento não perturbado nas regiões distantes a parede.

Segundo Menter *et al.*, 2003, pelo modelo $k-\omega$ SST, as equações de transporte (Equação 3.23 e 24) são representadas na forma diferencial por:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho k) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho U_j k) = \tilde{P}_k - \beta^* \rho \omega k + \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\Gamma_k \frac{\partial k}{\partial x_j} \right) \quad (3.23)$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \omega) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho U_j \omega) = \frac{\alpha}{\nu_t} P_k - \beta' \rho \omega^2 + \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\Gamma_\omega \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \right) + (1 - F_1) 2 \rho \sigma_{\omega,2} \frac{1}{\omega} \frac{\partial k}{\partial x_j} \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \quad (3.24)$$

sendo k a energia cinética turbulenta, ω a taxa de dissipação específica, Γ_k e Γ_ω são a difusividade efetiva de k e ω , respectivamente, e a produção de k (P_k) pode ser obtido por:

$$P_k = \mu_t \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} \left(\frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \bar{u}_j}{\partial x_i} \right) \quad (3.25)$$

sendo μ_t a viscosidade turbulenta e F_1 é uma função de mistura que pode ser representado pela Equação 3.26:

$$F_1 = \tanh \left\langle \left\{ \min \left[\max \left(\frac{\sqrt{k}}{\beta^* \omega y'}, \frac{500 \mu}{y^2 \omega \rho} \right), \frac{4 \rho \sigma_{\omega,2} k}{CD_{k\omega} y^2} \right] \right\}^4 \right\rangle \quad (3.26)$$

com F_1 variando entre 0 e 1 para a região afastada e dentro da camada limite, respectivamente, e y sendo à distância da parede mais próxima. Agora, $CD_{k\omega}$ é representado por:

$$CD_{k\omega} = \max\left(2\rho\sigma_{\omega,2} \frac{1}{\omega} \frac{\partial k}{\partial x_j} \frac{\partial \omega}{\partial x_j}, 10^{-10}\right) \quad (3.27)$$

A viscosidade turbulenta é representada pela Equação 3.28:

$$\mu_t = \min\left(\frac{\rho k}{\omega}; \frac{0,31\rho k}{S_{in}F_2}\right) \quad (3.28)$$

onde S_{in} é uma medida invariante do tensor de deformações e F_2 é uma segunda função de mistura definida pela Equação 3.29:

$$F_2 = \tanh\left[\left(\max\left(\frac{2\sqrt{k}}{\beta^* \omega y}, \frac{500\mu}{y^2 \omega \rho}\right)\right)^2\right] \quad (3.29)$$

As constantes do modelo SST são determinadas através da Equação 3.30, onde é feita uma combinação linear das constantes correspondentes aos modelos $k-\omega$ (ϕ_1) e $k-\varepsilon$ (ϕ_2), conforme descrito na Equação 3.30.

$$\phi = \phi_1 F_1 + (1 - F_1)\phi_2 \quad (3.30)$$

Assim, as constantes são: $\sigma_{k,1} = 0,5$, $\sigma_{k,2} = 1,0$, $\sigma_{\omega,1} = 0,5$, $\sigma_{\omega,2} = 0,856$, $\alpha'_1 = 0,5532$, $\alpha'_2 = 0,4403$, $\beta^* = 0,09$, $\beta'_1 = 0,075$ e $\beta'_2 = 0,0828$.

Outra variável importante que deve ser aplicada na simulação numérica é o comprimento de escala turbulenta (l). Esta variável é uma grandeza física relacionada com o tamanho dos grandes vórtices que contém energia em escoamentos turbulentos. Esta é uma variável fundamental para o desenvolvimento de modelos físicos turbulentos.

De acordo com ANSYS, 2013b, é possível obter uma relação aproximada entre l e o tamanho físico da seção do canal (L), sendo a relação representada pela Equação 3.31:

$$l = 0,07L \quad (3.31)$$

O tamanho da seção (L) é representado pelo diâmetro para canais circulares, para seções não circulares deve ser utilizado o diâmetro hidráulico. O valor de 0,07 é devido ao valor máximo do comprimento de mistura em dutos turbulentos totalmente desenvolvidos. Como a seção de testes tem uma seção quadrada de lado 1 m, o seu diâmetro hidráulico também mede 1 m. Assim, o valor de comprimento de escala turbulenta utilizado foi de 0,07 m. Para a intensidade de turbulência foi utilizado o valor de 0,02.

3.2.6 Tratamento de Parede

A modelagem próxima da parede tem um impacto significativo quando se busca uma melhoria dos resultados numéricos, devido ao fato das paredes serem a principal fonte de vorticidade e turbulência, deixando as variáveis da solução com grandes gradientes. Devido a isso, é importante ter um maior refinamento na região das paredes das turbinas [Menter *et al.*, 2003; Akwa, 2010].

Segundo ANSYS, 2013a, a região próxima da parede pode ser dividida em três camadas, sendo a mais interna, a subcamada viscosa, onde o fluxo é quase laminar e a viscosidade molecular desempenha uma função importante na transferência de calor e massa. A camada externa, totalmente turbulenta, onde a turbulência desempenha o papel principal. Além disso, existe uma região de transição entre a subcamada viscosa e a turbulenta, onde os efeitos da viscosidade molecular e turbulenta são igualmente importantes. Para o tratamento de parede, o objetivo é aprimorar a modelagem sobre a subcamada viscosa.

O que o *software* faz é criar uma lei de parede que impõem uma única lei para a região inteira da parede, O *software* faz isso através de uma mistura de duas leis de parede, a linear (laminar) e a logarítmica (turbulenta). A relação utilizada pode ser vista na Equação 3.32:

$$u^+ = e^{\Psi} u_{lam}^+ + e^{\frac{1}{\Psi}} u_{turb}^+ \quad (3.32)$$

onde a função de mistura (ψ) é descrita por:

$$\Psi = -\frac{a(y^+)^4}{1 + by^+} \quad (3.33)$$

sendo $a = 0,01$ e $b = 5$.

Para determinar a distância adimensional da parede, y^+ , utiliza-se a Equação 3.34:

$$y^+ = \frac{\rho u_\tau y}{\mu} \quad (3.34)$$

onde, u_τ é a velocidade de fricção, definida por $\sqrt{\tau/\rho}$.

A distância adimensional da parede é uma forma de ver se estão aceitáveis os parâmetros utilizados na malha para diferentes modelos de turbulência, sendo que para o modelo $k-\omega$ SST esta variável é aceitável para valores menores que 5.

3.2.7 Cálculo do Torque

O objetivo principal das simulações numéricas do presente trabalho é de obter o torque dos rotores. Para isso, o *software* numérico utiliza a Equação 3.35 para realizar os cálculos, onde o torque é calculado a partir de um centro (A), através dos produtos cruzados dos vetores de forças viscosas ($\vec{F}_{viscosas}$) e de pressão ($\vec{F}_{pressão}$) para cada face (B), onde é feito um somatório de todas as células (n), (Equação 3.36), para se obter o torque total (T) na turbina [ANSYS, 2013].

$$\vec{T}_A = \vec{r}_{AB} \times \vec{F}_{pressão} + \vec{r}_{AB} \times \vec{F}_{viscosas} \quad (3.35)$$

$$T = \sum_n \vec{T}_A = \sum_n [\vec{r}_{AB} \times \vec{F}_{pressão} + \vec{r}_{AB} \times \vec{F}_{viscosas}] \quad (3.36)$$

Obtendo-se o torque (T), é possível obter numericamente os valores do coeficiente de torque, através da divisão do torque por $\frac{1}{2} \rho A_r V_o^2 R_r$.

3.2.8 Métodos de Solução

Para resolver problemas através do método dos volumes finitos é necessário fazer a seleção de diferentes métodos de iteração numérica. Através dos volumes finitos, o *software* armazena valores discretos em nós nos centros das células. Porém, os valores das faces são necessários para os termos advectivos da solução.

O método iterativo de Gauss-Seidel é utilizado para resolver as equações algébricas lineares. Para a discretização dos termos advectivos da equação de transporte é escolhido o método *Upwind* de segunda ordem. Pelo método de primeira ordem, onde as variáveis são calculadas na direção do escoamento, obtêm-se soluções fisicamente coerentes. Porém, este método pode suavizar os altos gradientes, por serem dissipativos [Maliska, 2004]. O método de segunda ordem introduz menos difusão numérica, além de ser de segunda ordem exata.

Para o tratamento do acoplamento pressão-velocidade atualmente existem diversos tipos de métodos, sendo que seu objetivo, de acordo com Maliska, 2004, é de criar uma equação para pressão que permita que o processo iterativo avance, respeitando a conservação de massa. Para este estudo utilizou-se o método SIMPLE (*Semi IMPLICIT Linked Equations*), criado por Patankar e Spalding em 1972, onde nele a pressão (p) entra como uma soma da melhor estimativa da pressão disponível, P^* , mais uma correção P' , que é calculada para satisfazer a equação da continuidade. Sua equação está descrita em Equação 3.37 [Patankar, 1980; Maliska, 2004].

$$p = P^* + P' \quad (3.37)$$

Sua sequência de solução se deve a dois passos, onde primeiro se corrigem as velocidades de maneira a satisfazer a equação de conservação de massa e, após, as pressões são avançadas para completar o ciclo iterativo [Maliska, 2004].

Os resíduos utilizados nas soluções são de 10^{-4} para as simulações permanentes e de 10^{-5} para as simulações transientes.

4 RESULTADOS

Neste capítulo são apresentados os resultados numéricos e experimentais, sendo apresentados valores de coeficientes de potência, coeficientes de torque estático e dinâmico, além de alguns perfis de pressão e vetores de velocidades incidentes nas pás, resultantes das simulações computacionais. A análise de incertezas experimentais das medições pode ser consultada no Apêndice A.

4.1 Resultados Numéricos e Experimentais com o Rotor Estático

Para garantir a qualidade das simulações numéricas, é necessário fazer primeiramente a avaliação da qualidade da malha, sendo neste trabalho realizada conforme descrito na seção 3.2.2. Para isso, optou-se em trabalhar primeiramente com a malha da turbina helicoidal, criando então, três malhas de diferentes tamanhos. Assim, são feitas simulações para a obtenção do torque estático, para um escoamento com velocidade de 7,6 m/s, um número de Reynolds de 49.410 e com uma massa específica do ar de 1,225 kg/m³. Os valores obtidos para cada malha estão representados na Tabela 4.1:

Tabela 4.1 – As três malhas simuladas com seus respectivos coeficientes de torque

Malhas	Coefficiente de Torque Estático
Malha Fina (M1)	0,3744
Malha Intermediária (M2)	0,3948
Malha grossa (M3)	0,4248

Os valores encontrados para diferentes malhas demonstram um decréscimo nos valores de torque estático em relação ao refinamento da malha. Com os resultados apresentados é possível calcular o valor de convergência assintótico, atingindo um valor de 0,948. Valor próximo a 1, que é o necessário, segundo o método, para que a solução esteja dentro de um intervalo de convergência. Com os resultados, é possível estimar também um coeficiente de torque estático da solução “exata”, com o valor de 0,3656. Os valores obtidos e calculados podem ser vistos na Tabela 4.2.

A malha escolhida para se trabalhar é a mais refinada, com 9.750.624 volumes, devido ao fato de apresentar o melhor resultado. Além do mais, o tempo computacional para as

malhas intermediária e refinada foram parecidos para os primeiros testes. Em detalhes, a malha escolhida com a região da turbina pode ser vista na Figura 4.1.

Tabela 4.2 – Valores calculados durante a avaliação de qualidade de malha

Parâmetros	Valores
$C_{T,exato}$ (estimado)	0,3656
GCI_{12}	3,407%
GCI_{23}	9,691%
Valor de convergência assintótico	0,948

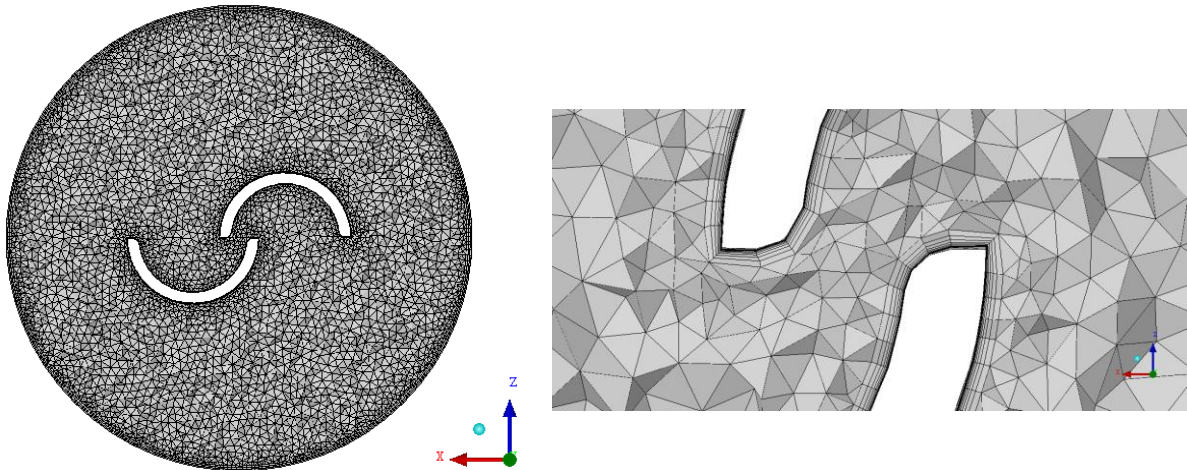


Figura 4.1 – Detalhamentos da malha utilizada com 9.750.624 volumes

Em seguida, são utilizados os mesmos parâmetros para criar a malha para a turbina de duplo-estágio, obtendo uma malha final com 9.760.131 volumes. Para ambos os casos, já é possível perceber que existe uma distância adimensional da parede (y^+) menor que 5, valor determinante para a solução através do modelo $k-\omega$ SST, tornando as malhas aptas para as simulações como pode ser visto na Figura 4.2.

Após ser decidido qual malha utilizar para o trabalho em CFD, são realizadas simulações com a turbina estática de modo transiente, com o escoamento atravessando o canal por duas vezes, primeiramente em um passo de tempo de 0,01 s, e após, com um passo de tempo de 0,001 s. Desse modo, é possível determinar o coeficiente de torque estático de ambas as turbinas, com valores de 0,3859 e 0,2486, respectivamente, para as turbinas helicoidal e duplo-estágio.

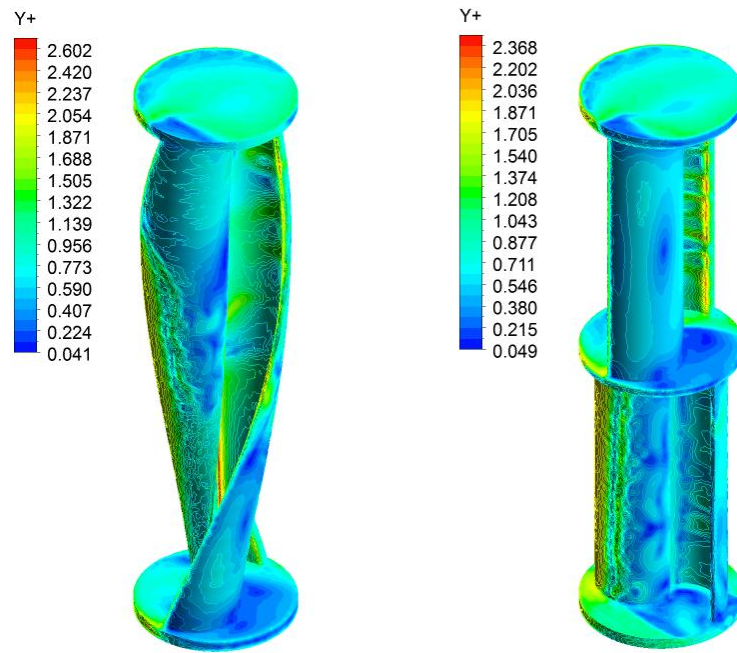


Figura 4.2 – Representação dos valores de y^+ para ambas as turbinas

Para uma melhor compreensão dos resultados que serão apresentados, são mostrados nas Figuras 4.3 e 4.4 os planos de referências utilizados, sendo que o escoamento se dirige ao longo do eixo X. Já o plano ZX analisado está com sua origem na parte central do domínio, onde são analisadas as posições Y de $-0,190$ m, $-0,095$ m, $0,0$ m, $0,095$ m e $0,190$ m. Para o caso da turbina de duplo-estágio a posição $Y = 0,0$ m é descartada devido a esta posição ser de uma placa intermediária de divisão dos dois estágios.

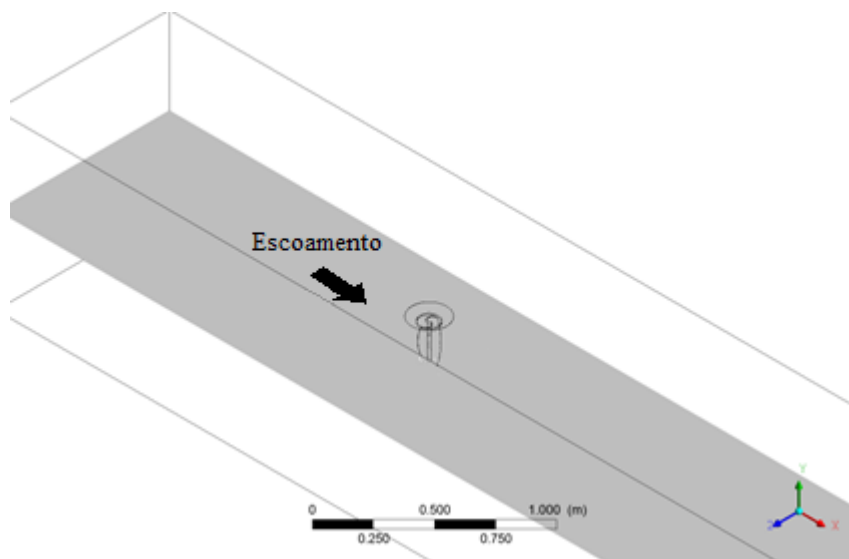


Figura 4.3 – Visualização do Plano ZX

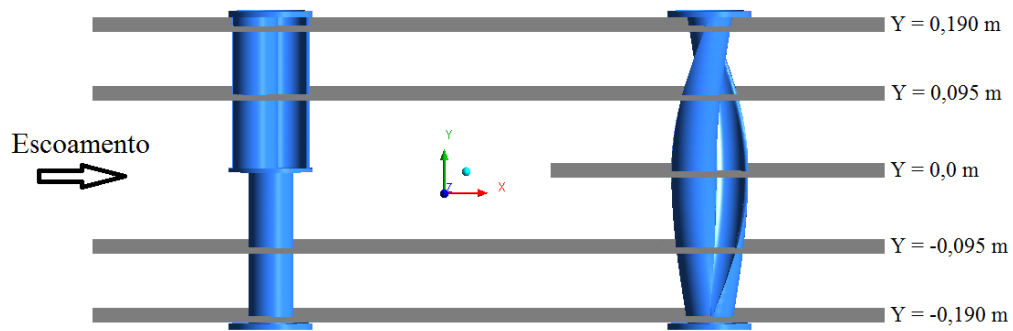


Figura 4.4 – Diferentes posições de Y analisadas

Os campos de pressão estática são determinados em diferentes alturas para as duas turbinas, sendo suas formas representadas na Figura 4.5 e Figura 4.6 para as turbinas de duplo-estágio e helicoidal, respectivamente. A variação de pressão estática da turbina de duplo-estágio é diferente para cada estágio, sendo que para o estágio que recebe o escoamento de frente, ocorre uma grande variação de pressão entre as pás côncavas e convexas, sendo que no estágio superior este efeito se torna menor.

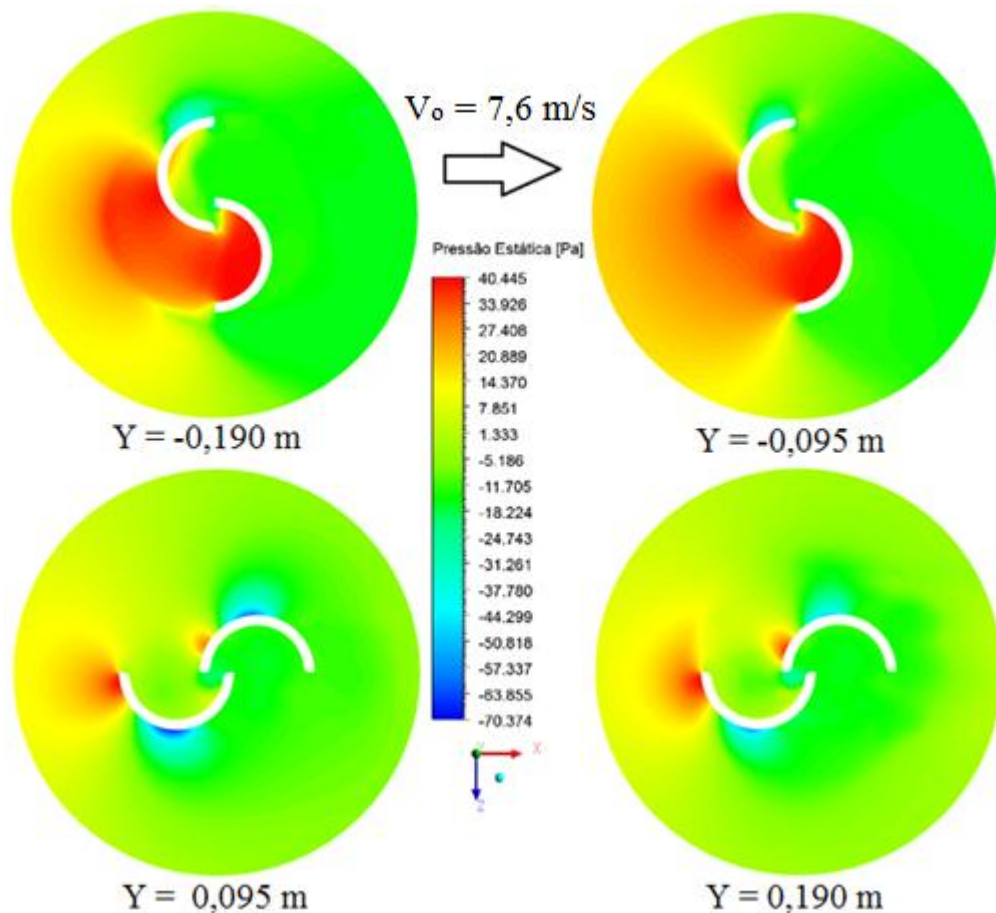


Figura 4.5 – Campos de pressão da turbina de duplo-estágio para diferentes valores de Y

Para a turbina helicoidal é visto um efeito semelhante, porém neste caso, devido ao efeito de torção das pás ocorre uma variação da pressão ao longo de todo o eixo Y . As maiores variações de pressão ocorrem para as posições extremas de $Y = -0,190$ e $Y = 0,190$, ou seja, na região de maior incidência nas pás de avanço e retorno e diminuindo a variação de pressão na região central.

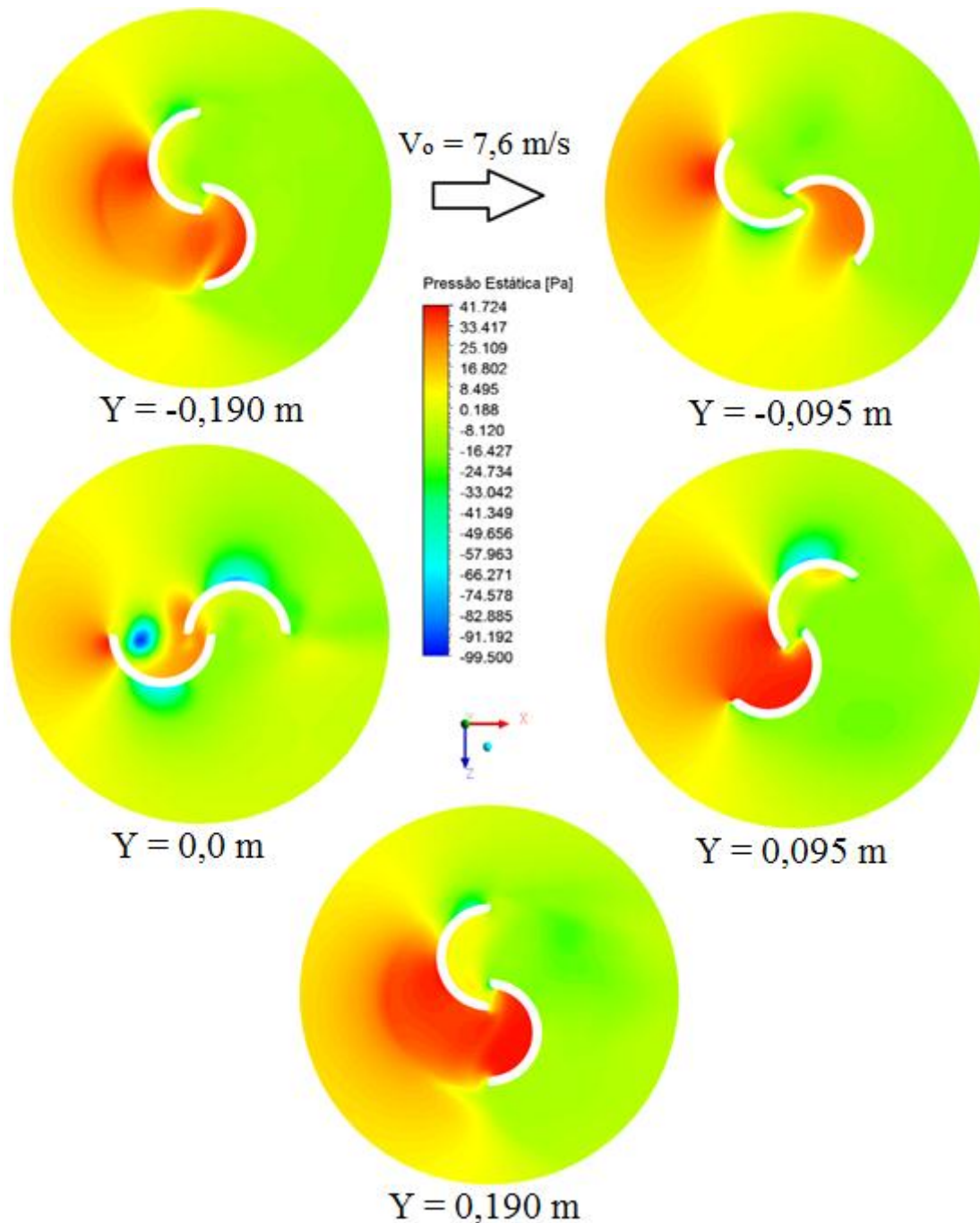


Figura 4.6 – Campos de pressão da turbina helicoidal para diferentes valores de Y

Nas Figuras 4.7 e 4.8, é possível visualizar os campos de vetores de velocidade para as turbinas de duplo-estágio e helicoidal, respectivamente. Novamente, para este caso ocorre uma diferença entre os estágios, sendo que no estágio superior é possível ver uma aceleração dos vetores na parte externa das pás, sendo que para $Y = 0,190$ m, na região próxima da placa de extremidade superior esta aceleração é menor do que para $Y = 0,095$ m, além de apresentar o escoamento se desenvolvendo de forma mais aberta a jusante da turbina. Além disso, para ambos os casos é possível ver região com recirculação nas proximidades das pás. Para o estágio inferior, o escoamento se mostra parecido para as duas posições analisadas, sendo que para o caso de $Y = -0,190$ m ocorre um aumento de velocidade na região de sobreposição das pás, tal efeito pode ocorrer devido à presença da placa de extremidade inferior.

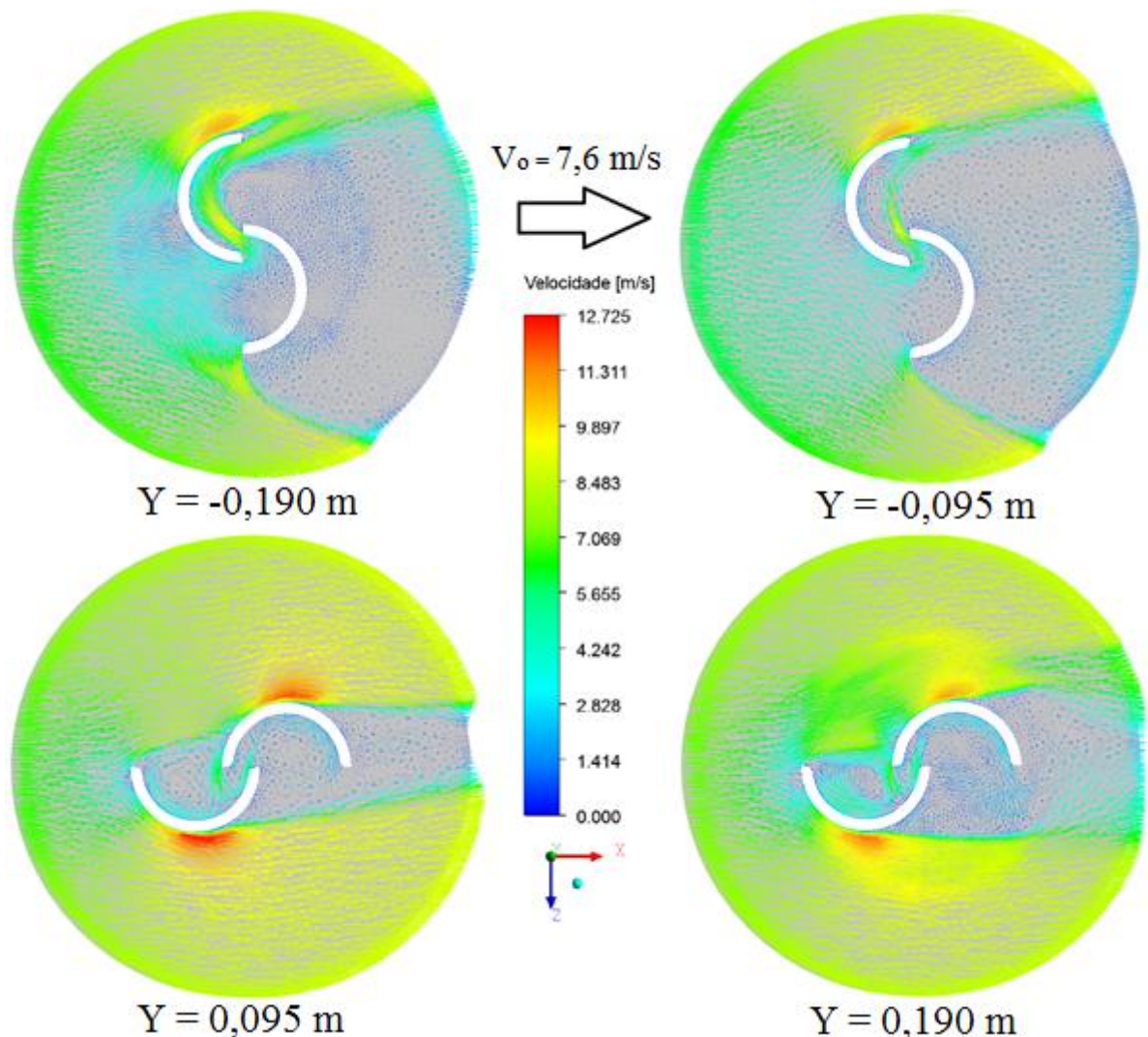


Figura 4.7 – Vetores de velocidade da turbina de duplo-estágio para diferentes valores de Y

Na Figura 4.8, que mostra o rotor helicoidal, é possível ver como os vetores próximos as paredes externas das turbinas aumentam a velocidade ao longo da curva da pá, atingindo uma maior aceleração na região central, para $Y = 0,0$ m. Regiões de recirculação apresentaram maior intensidade para as alturas de $0,0$ m, $0,095$ m e $0,190$ m.

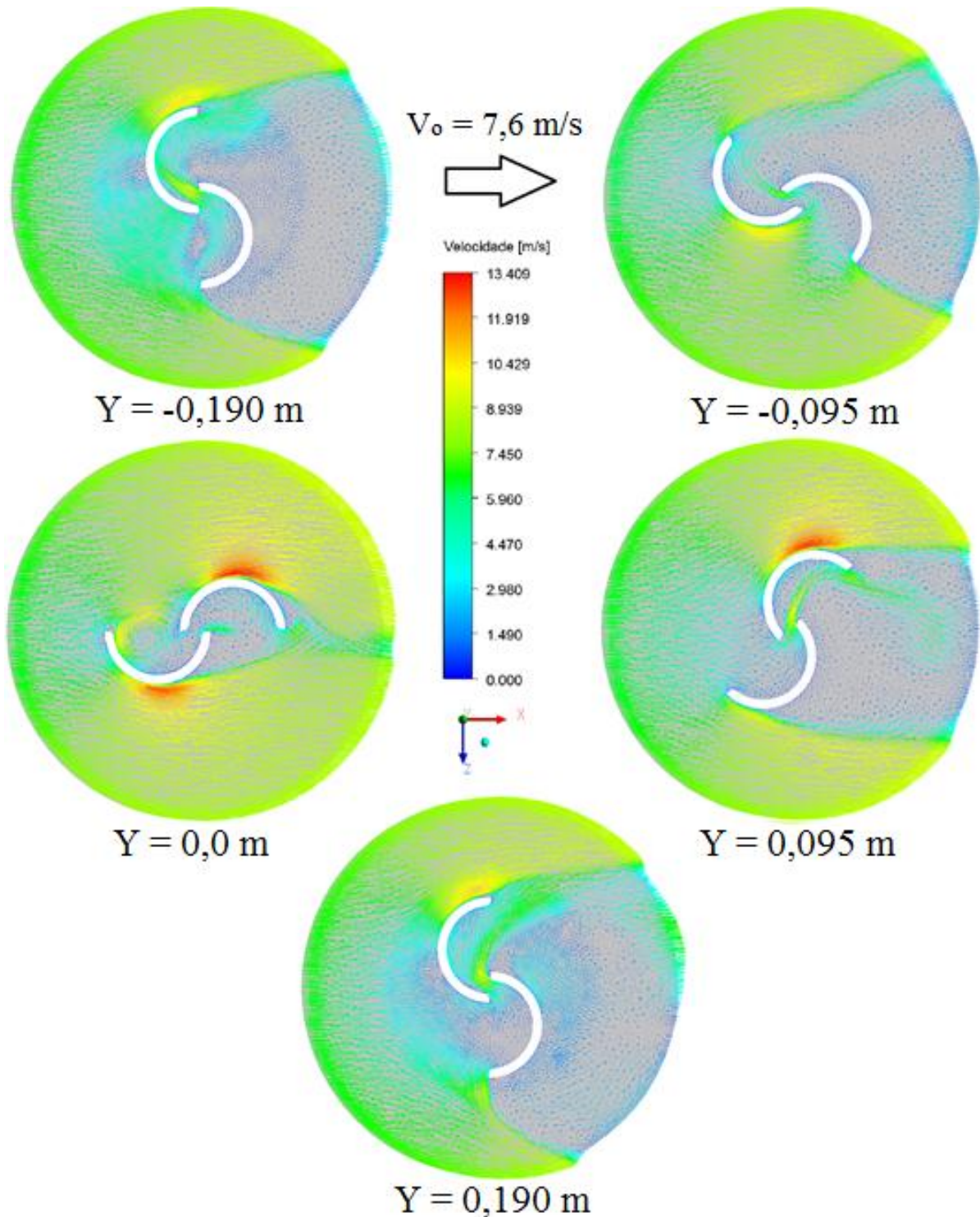


Figura 4.8- Vetores de velocidade da turbina helicoidal para diferentes valores de Y

Agora de forma mais detalhada, pontos de recirculação em ambas as turbinas podem ser vistos através das figuras Figura 4.9 e Figura 4.10.

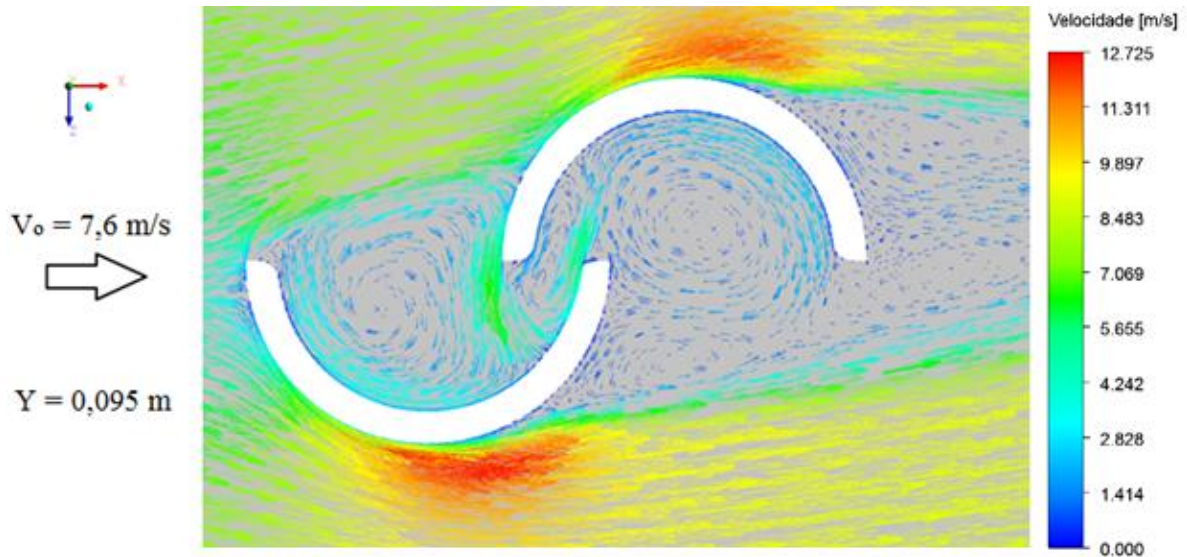


Figura 4.9 – Pontos de recirculação do estágio superior da turbina duplo-estágio

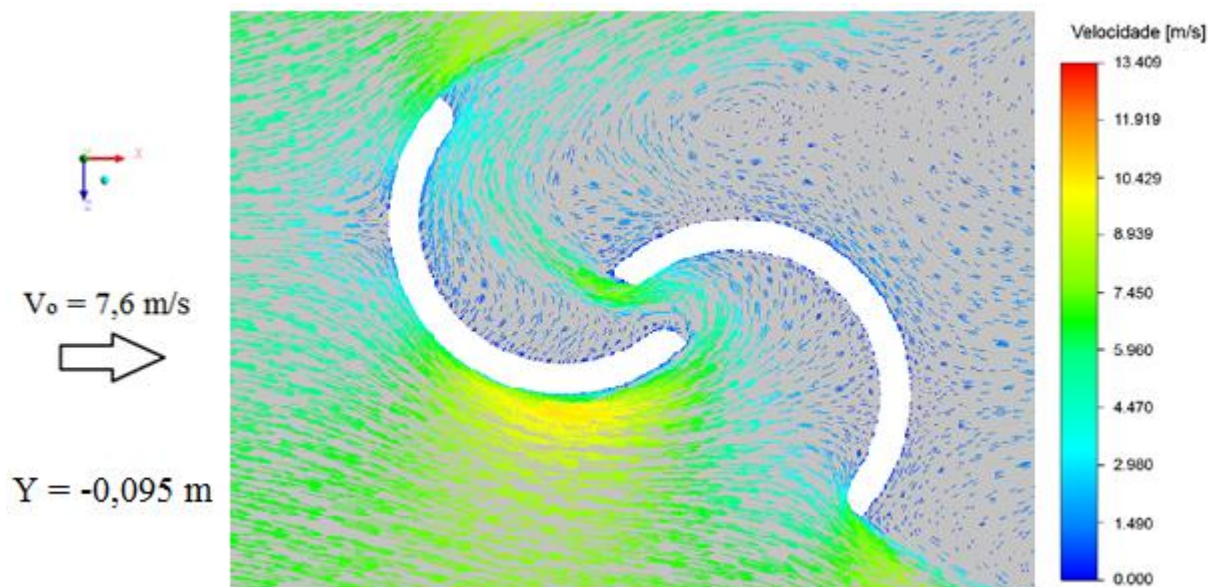


Figura 4.10 – Pontos de recirculação na turbina helicoidal

A realização do procedimento experimental é feita com o rotor preso ao torquímetro estático, com a parte inferior das pás colocadas na posição determinada conforme demonstrado na Figura 4.11.

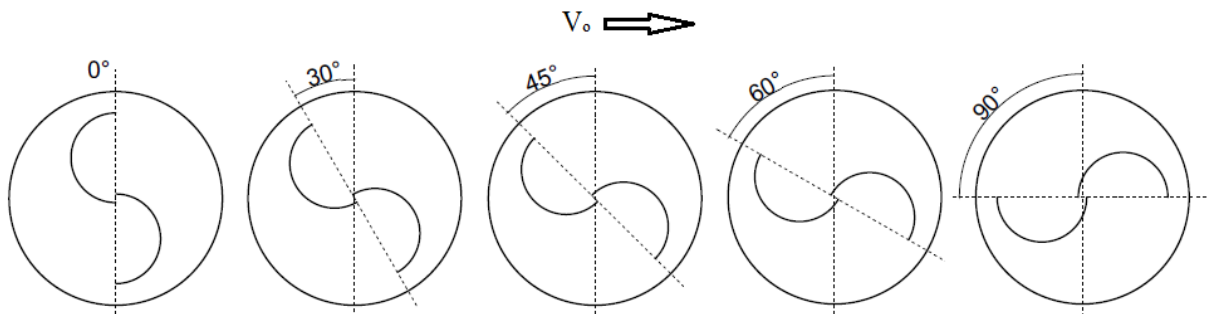


Figura 4.11 – Posição das turbinas estáticas durante os procedimentos experimentais

O primeiro teste é realizado sobre a turbina helicoidal, onde após ser fixada na posição preestabelecido, as medições são feitas para a velocidade do escoamento incidente desejada (7,6 m/s) para o comparativo com a abordagem numérica, que também é feito para as mesmas posições angulares. É considerada a temperatura interior do túnel e pressão atmosférica do momento no laboratório, sendo de 24 °C e 754 mmHg, respectivamente, resultando numa massa específica do ar de 1,17911 kg/m³. Esta velocidade é controlada através do inversor de frequência, onde a frequência de 40 Hz faz o túnel atingir a velocidade de 7,6 m/s, resultando em um número de Reynolds de 46.520. Após as medições para cada turbina, para as posições de 0°, 30°, 45°, 60° e 90°, é possível fazer uma média do torque estático e seu respectivo coeficiente de torque estático obtido para esta velocidade, como pode ser visto na Tabela 4.3. Os primeiros valores encontrados são satisfatórios, onde os valores do coeficiente de torque estático variam de 0,3042 a 0,3673 para o caso experimental. Já no caso numérico, estes valores variam entre 0,2989 a 0,4012. O erro relativo é calculado através da relação: $[(C_{Texp} - C_{Tnum})/C_{Texp}]$, obtendo, assim, um valor máximo de 11,6%. Uma dispersão destes pontos pode ser vista através do gráfico da Figura 4.12.

Tabela 4.3 – Resultados estáticos para a turbina helicoidal

Ângulo	Torque Experimental [N.m]	C_T (Experimental)	C_T (Numérico)	Erro Relativo
0°	0,02033	0,3501	0,3907	-0,1160
30°	0,02033	0,3616	0,4012	-0,1097
45°	0,01900	0,3271	0,2989	0,0864
60°	0,01767	0,3042	0,3000	0,0137
90°	0,02133	0,3673	0,3375	0,0811

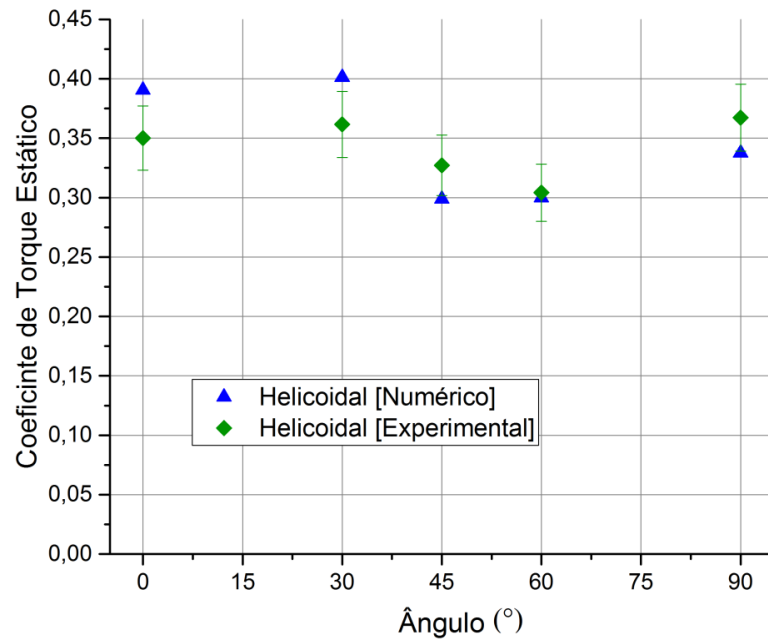


Figura 4.12 – Coeficiente de torque estático da turbina helicoidal para diferentes ângulos

Na sequência, são realizadas as mesmas medições e simulações para a turbina de duplo-estágio. Os resultados são semelhantes, onde o $C_{T\text{estático}}$ experimental variou de 0,2984 até 0,3673. Já no caso numérico, a variação foi de 0,2624 a 0,3984. Para este caso houve uma diferença de valores máximos, sendo que no caso experimental, o C_T máximo ocorreu para 60°, mas para o numérico o valor máximo encontrado ocorreu para 30°. Isto pode ter ocorrido devido às incertezas numéricas e experimentais. O erro relativo máximo é de 12,65%. Os resultados estão representados na Tabela 4.4, e uma dispersão dos pontos também pode ser vista na Figura 4.13. É possível visualizar também que o efeito do ângulo sobre o $C_{T\text{estático}}$ é semelhante na análise numérica e experimental.

Tabela 4.4 - Resultados estáticos para a turbina de duplo-estágio

Ângulo	Torque Experimental [N.m]	C_T (Experimental)	C_T (Numérico)	Erro Relativo
0°	0,01733	0,2984	0,2607	0,1265
30°	0,02067	0,3558	0,3984	-0,1197
45°	0,02100	0,3616	0,3478	0,0380
60°	0,02133	0,3673	0,3526	0,0400
90°	0,01633	0,2812	0,2624	0,0669

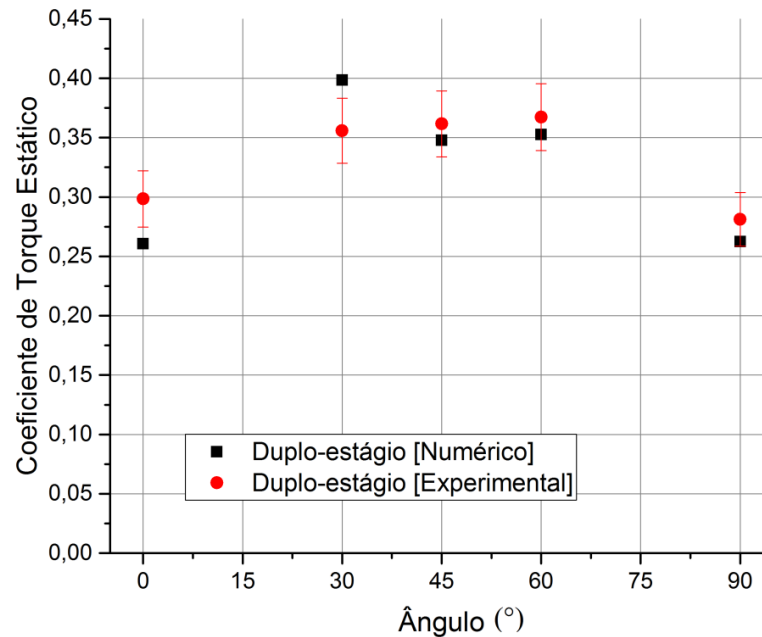


Figura 4.13 – Coeficiente de torque estático da turbina de duplo-estágio para diferentes ângulos

Nestas primeiras comparações é possível observar que a turbina helicoidal apresentou um desempenho superior nos ângulos extremos, enquanto nos intermediários o de duplo-estágio teve melhor desempenho. O rotor helicoidal apresentou menor oscilação nos valores. Porém, seu resultado serve mais como uma análise inicial, visto que foram feitos testes numéricos-experimentais para poucos ângulos de incidência de ambas as turbinas, além da existência das variações causadas pelas incertezas de medição.

4.2 Simulações com a Turbina em Rotação

Para o rotor com rotação, são apresentados os coeficientes de torque e de potência, além de campos de velocidade e de pressão para as simulações numéricas. Resultados são apresentados para as razões de velocidade de ponta de 0,2, 0,35, 0,5, 0,65, 0,8 e 1,0, além de diferentes velocidades incidentes.

4.2.1 Resultados Experimentais

Após as medições de torque estático para ambas as turbinas, iniciou-se o processo para medição de torque dinâmico. Para isso, é necessário montar todo o sistema de frenagem com a

utilização de pesos, além da instalação do foto tacômetro para realizar a leitura das diferentes rotações das turbinas para as diferentes velocidades de escoamento do túnel, além das variações das novas rotações para as diferentes frenagens. A força resultante é calculada considerando o raio do eixo somado ao diâmetro do barbante, resultando, assim, em um valor de 7,2 mm.

Para estas medições, buscou-se encontrar valores de coeficiente de torque dinâmico para diferentes valores de λ , mantendo-se assim sempre a mesma velocidade do escoamento incidente. Os testes numéricos e experimentais devem ser realizados para ambas as turbinas nas razões de velocidade de ponta de 0,2, 0,35, 0,5, 0,65, 0,8 e 1,0, representando rotações de 32, 56, 80, 104, 128 e 160 rad/s, respectivamente. Ao longo dos testes, são realizadas diversas medições para diferentes pesos de frenagem. Para efeitos de comparação de rotação, a turbina helicoidal atingiu uma rotação máxima de 1879 rpm para uma velocidade do escoamento de 9,2 m/s. Para a mesma velocidade do escoamento, a turbina de duplo-estágio alcançou uma rotação de 1550 rpm. Esta diferença pode ser relativa ao diferente formato das pás, além de possíveis perdas devido à fixação da turbina ao suporte. As rotações obtidas para as diferentes frequências do inversor podem ser vistas na Tabela 4.5.

Tabela 4.5 – Rotações obtidas para as turbinas para diferentes frequências do inversor

Frequência [Hz]	Rotação [rpm]	
	Helicoidal	Duplo-Estágio
20	400	311
30	1002	826
40	1532	1245
50	1879	1550

No momento das medições são consideradas a temperatura interna do túnel e pressão atmosférica de 24 °C e 750 mmHg, respectivamente, sendo a massa específica do ar de 1,17286 kg/m³. A primeira turbina a ser medida foi a de duplo-estágio, onde nos testes preliminares, foi medida a rotação da turbina para a velocidade de escoamento de 7,6 m/s, representando um número de Reynolds de 46.273. Nesta medição, a turbina atingiu uma rotação de 1245 rpm, valor que pode ser referente a uma razão de velocidade de ponta de aproximadamente 0,8. Devido a isso, foi possível realizar medições apenas para valores de λ inferiores a 0,8 por questões de sensibilidade dos equipamentos de medição. Para as cargas certas, são realizadas três medições, onde os resultados são exibidos na Tabela 4.6. Os

resultados medidos mostram que o torque aumenta com a redução do valor de λ , gerando um coeficiente de torque com uma forma quase linear. Este aumento de torque, porém, gera um comportamento diferente para o coeficiente de potência, onde nestas medições, seu valor máximo é encontrado para um λ de 0,657, com um valor de 0,117. O maior valor de C_T é encontrado para um λ de 0,208, com um valor de 0,299, porém, com um coeficiente de potência de 0,062, 47,1% menor do que o valor de C_P obtido para uma razão de velocidade de ponta de 0,65.

Tabela 4.6 – Resultados das medições dinâmicas para a turbina de duplo-estágio

	λ	$m_{balança}$ [kg]	m_{carga} [kg]	ω_0 [rad/s]	$T_{dinâmico}$ [N.m]	C_T	C_P
Medição 1	0,676	0,16	0,0175	108,18	0,01007	0,173	0,117
Medição 2	0,655	0,165	0,0175	104,82	0,01042	0,179	0,118
Medição 3	0,640	0,165	0,0175	102,42	0,01042	0,179	0,115
Média	0,657	0,1633	0,0175	105,14	0,01030	0,177	0,117
Medição 1	0,502	0,2	0,0253	80,32	0,01234	0,212	0,107
Medição 2	0,486	0,2	0,0253	77,81	0,01234	0,212	0,103
Medição 3	0,525	0,195	0,0253	83,99	0,01199	0,206	0,108
Média	0,504	0,198	0,0253	80,70	0,01222	0,210	0,106
Medição 1	0,327	0,26	0,0378	52,36	0,01569	0,270	0,088
Medição 2	0,363	0,255	0,0378	58,12	0,01534	0,264	0,096
Medição 3	0,350	0,255	0,0378	55,92	0,01534	0,264	0,092
Média	0,347	0,2567	0,0378	55,47	0,01546	0,266	0,092
Medição 1	0,231	0,29	0,0493	36,97	0,01700	0,293	0,068
Medição 2	0,205	0,295	0,0493	32,78	0,01735	0,299	0,061
Medição 3	0,188	0,3	0,0493	30,16	0,01771	0,305	0,057
Média	0,208	0,295	0,0493	33,30	0,01735	0,299	0,062

Na sequência, é feito o mesmo procedimento para a turbina helicoidal. Com uma velocidade do escoamento de 7,6 m/s é obtida uma rotação de 1532 rpm, valor que é próximo a uma razão de velocidade de ponta de 1,0. Com isso, para um comparativo com os valores de λ determinados para as simulações numéricas, é possível realizar as medições para razões de velocidade de ponta de até 0,8, sendo que para o valor de 1,0 não é possível realizar as medições por questões de sensibilidade dos equipamentos. Utilizando o mesmo procedimento de medição, os resultados encontrados podem ser vistos na Tabela 4.7, onde é possível ver um comportamento semelhante do torque visto no caso anterior, onde ocorre um aumento com a diminuição do valor de razão de velocidade de ponta. O comportamento do coeficiente de

torque também se torna quase linear, e também da mesma forma ocorre variação nos valores de C_P , no qual é obtido um valor máximo de 0,128 para um λ de 0,655. Com o rotor helicoidal, o C_T máximo também ocorreu para um λ de 0,203, com um valor de 0,332 e um C_P de 0,067, valor 47,7% menor que o C_P máximo encontrado.

Tabela 4.7 – Resultados das medições dinâmicas para a turbina helicoidal

	λ	$m_{balança}$ [kg]	m_{peso} [kg]	ω_0 [rad/s]	$T_{dinâmico}$ [N.m]	C_T	C_P
Medição 1	0,784	0,155	0,0326	125,45	0,00865	0,149	0,117
Medição 2	0,810	0,15	0,0326	129,64	0,00829	0,143	0,116
Medição 3	0,821	0,15	0,0326	131,42	0,00829	0,143	0,117
Média	0,805	0,152	0,0326	128,84	0,00841	0,145	0,117
Medição 1	0,643	0,215	0,049	102,94	0,01172	0,202	0,130
Medição 2	0,648	0,205	0,049	103,67	0,01102	0,190	0,123
Medição 3	0,675	0,21	0,049	107,97	0,01137	0,196	0,132
Média	0,655	0,2100	0,049	104,86	0,01137	0,196	0,128
Medição 1	0,490	0,25	0,0576	78,33	0,01359	0,234	0,115
Medição 2	0,524	0,235	0,0576	83,88	0,01253	0,216	0,113
Medição 3	0,511	0,24	0,0576	81,68	0,01288	0,222	0,113
Média	0,508	0,242	0,0576	81,30	0,01300	0,224	0,114
Medição 1	0,329	0,29	0,0698	52,67	0,01555	0,268	0,088
Medição 2	0,363	0,28	0,0698	58,12	0,01485	0,256	0,093
Medição 3	0,353	0,28	0,0698	56,44	0,01485	0,256	0,090
Média	0,348	0,2833	0,0698	55,75	0,01508	0,260	0,090
Medição 1	0,209	0,32	0,0823	33,51	0,01679	0,289	0,061
Medição 2	0,200	0,37	0,0823	31,94	0,02032	0,350	0,070
Medição 3	0,200	0,375	0,0823	31,94	0,02067	0,356	0,071
Média	0,203	0,355	0,0823	32,46	0,01926	0,332	0,067

Depois de realizadas todas as medições foi confeccionado um gráfico representando os coeficientes de torque obtidos das duas turbinas para diferentes valores de razão de velocidade de ponta, que está representado na Figura 4.14. Nele é possível visualizar como se dispersam os valores medidos. Pode-se perceber também uma superioridade nos valores da turbina helicoidal, sendo a turbina de duplo-estágio superior apenas para uma razão de velocidade de ponta de 0,35. Um gráfico semelhante foi construído para representar os coeficientes de potência, onde é possível ver de uma forma mais clara o comportamento para os diferentes pontos medidos, sendo que para ambos os casos os máximos valores obtidos se encontram para uma razão de velocidade de ponta de 0,65 (Figura 4.15).

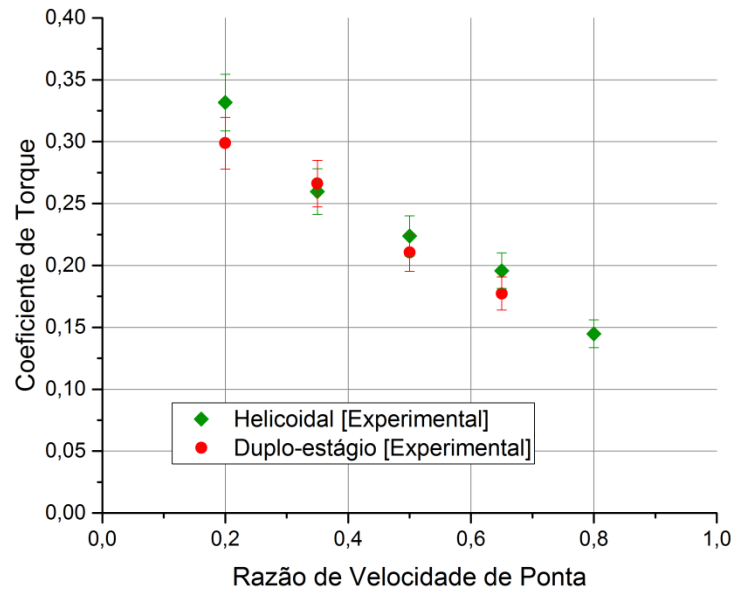


Figura 4.14 – Comparativo de coeficiente de torque experimental entre as duas turbinas

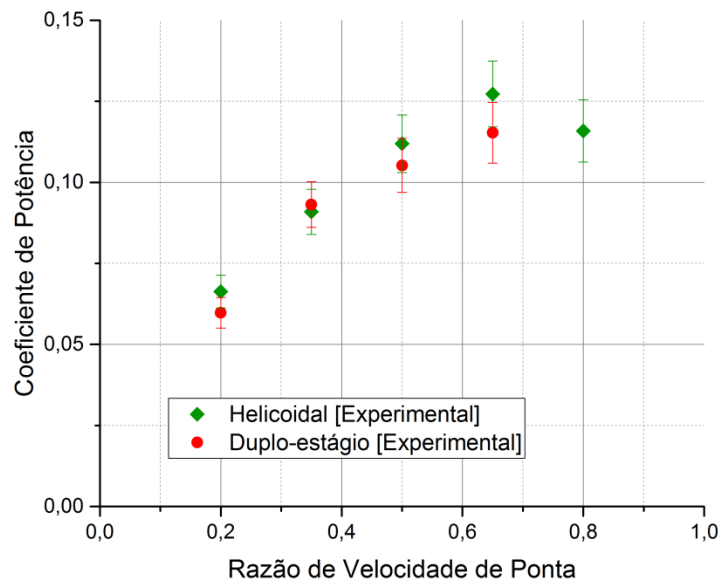


Figura 4.15 – Comparativo de coeficiente de potência experimental entre as duas turbinas

4.2.2 Resultados Numéricos

As simulações com as turbinas em rotação são feitas para velocidades do escoamento de 7,6 m/s e razão de velocidade de ponta de 0,2, 0,35, 0,5, 0,65, 0,8 e 1,0. Para cada caso simulado, são realizadas primeiramente uma simulação no modo permanente, onde se busca

estabilizar o escoamento, para depois serem realizadas simulações com as turbinas em rotação.

Os primeiros resultados apresentados são a respeito das curvas de torque para cada simulação, onde elas são determinadas de acordo com o ângulo de rotação da turbina que varia de 15 em 15°. Os primeiros resultados são para a turbina de duplo-estágio, onde o comportamento do torque ao longo de uma rotação do rotor pode ser visto na Figura 4.16. Através do gráfico, o torque é plotado para os diversos valores de λ . Com isso, é possível perceber um comportamento semelhante para todos os casos, sendo eles representados por um movimento oscilatório, onde em uma volta ocorrem sempre quatro picos de torque máximo (para os ângulos de 60°, 150°, 240° e 330°), e, por consequência, do coeficiente de torque. Percebe-se no gráfico que com a diminuição do valor de razão de velocidade de ponta, a oscilação do torque durante uma volta se torna cada vez maior, podendo ser um dos fatores que dificultaram as medições do torque experimental.

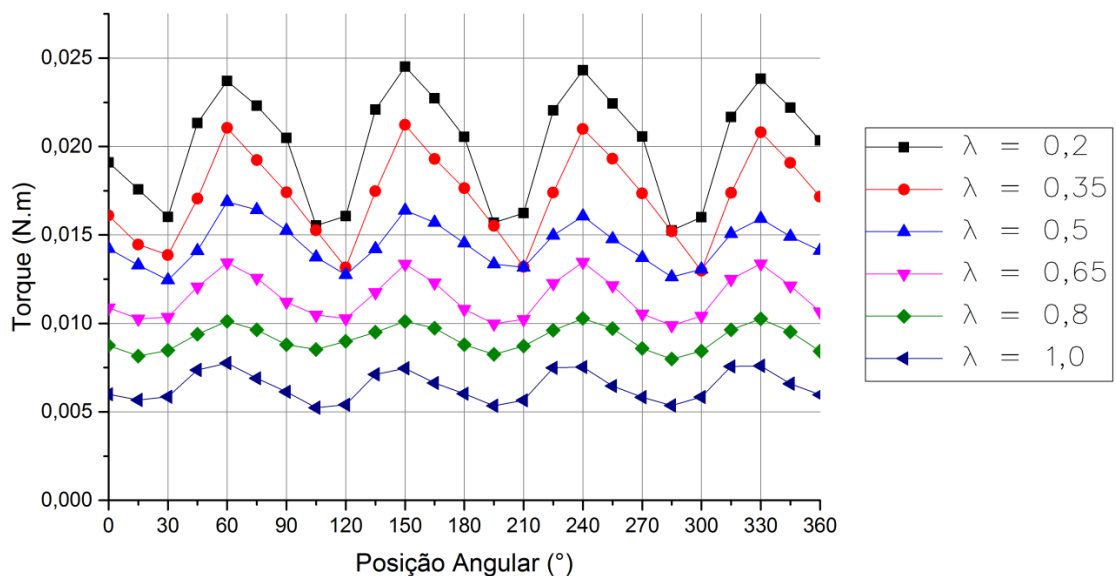


Figura 4.16 – Variação do torque durante uma volta da turbina de duplo-estágio

Simulações semelhantes são realizadas para a turbina helicoidal, onde no gráfico da Figura 4.17 estão plotados os valores de torque para diferentes ângulos de giro para uma volta do rotor e para os diferentes valores de λ . Para este tipo de turbina ocorre uma menor oscilação de torque, ou seja, uma menor diferença entre o valor máximo e mínimo em cada volta. Além disso, para este caso ocorrem apenas dois picos de torque para cada volta na maioria dos casos (sendo nestes casos para os ângulos de 105° e 285°).

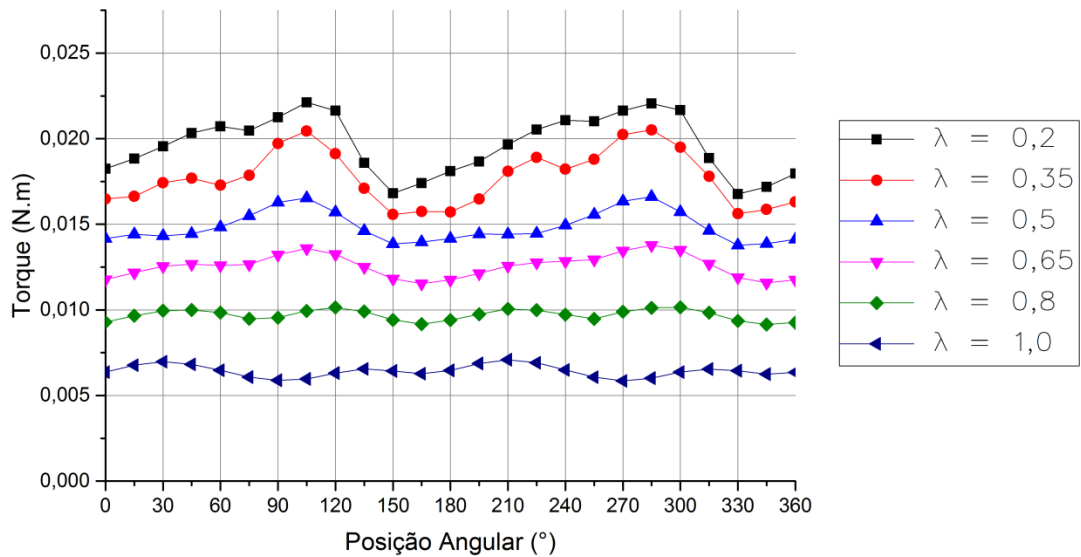


Figura 4.17 – Variação do torque durante uma volta da turbina helicoidal

Com o auxílio da solução numérica é possível obter resultados adicionais aos que são obtidos experimentalmente, onde é possível analisar como são formados os perfis de pressão nas pás ao longo da rotação da turbina, e como essa diferença de pressão nas pás influencia nos resultados. Além dos campos de pressão nas turbinas, um campo de vetores de velocidade é criado na região central da turbina, onde é possível entender a origem do escoamento que incide nas turbinas e como este escoamento se comporta ao passar pelas turbinas. Procedimentos como este tornam as simulações numéricas uma opção interessante para uma melhor compreensão dos resultados experimentais. Uma breve análise será feita para pontos de torque máximos e mínimos para um primeiro ciclo de rotação das turbinas em ambos os casos, para $\lambda = 0,2$, onde são escolhidos os ângulos de rotação de 60° e 105° , para o caso da turbina de duplo-estágio, e para os ângulos de 105° e 150° para a turbina helicoidal, como pode ser visto nas Figuras 4.18 e 4.19, respectivamente. Na Figura 4.18, para um ângulo de incidência de 60° é possível ver uma pressão praticamente constante ao longo de toda a pá de avanço inferior, enquanto que a pá de retorno recebe uma pressão maior em apenas uma parte. Para o estágio superior a interferência da pressão é menor, visto que a pá se encontra em posição quase lateral. Para o ângulo de 105° , em uma das posições com menor torque existe uma menor diferença de pressão entre a pá de avanço e a pá de retorno, visto que a pá de avanço recebe uma menor pressão. Na Figura 4.18 é possível ver um dos pontos de maior torque, na posição de incidência de 105° da turbina helicoidal, onde há uma maior diferença de pressão. Para a posição de 150° existe uma maior simetria entre as pressões.

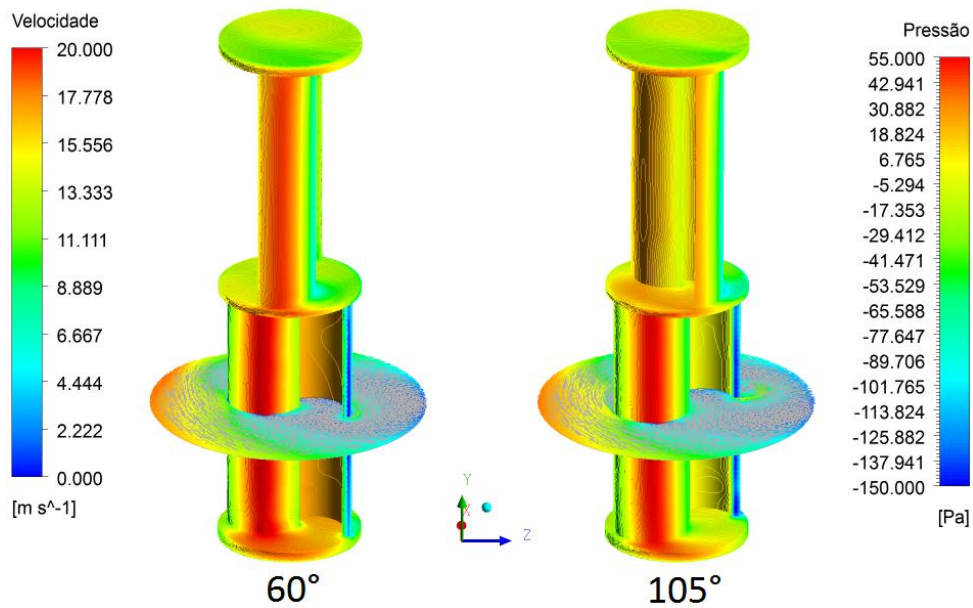


Figura 4.18 – Campos de vetores de velocidade e pressão nas pás da turbina de duplo-estágio para as posições de incidência de 60° e 105°

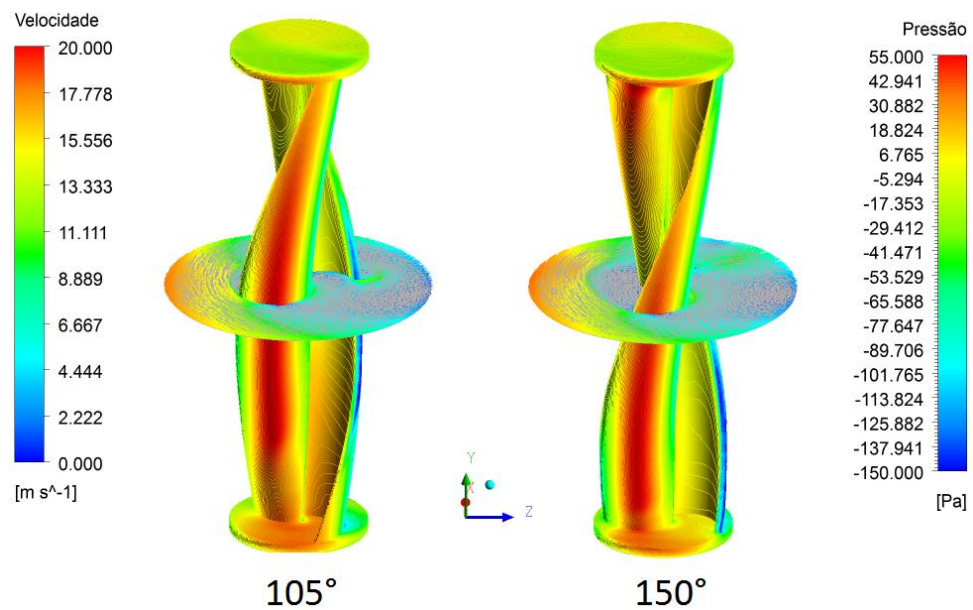


Figura 4.19 – Campos de vetores de velocidade e pressão nas pás da turbina de duplo-estágio para as posições de incidência de 105° e 150°

Em seguida, com os resultados de torque obtidos para ambos os rotores, é possível determinar o torque médio de cada turbina para cada volta. Primeiramente, pode-se perceber que o valor do torque foi positivo para todos os ângulos de rotação. Agora, com o torque médio obtido na simulação da terceira volta dos rotores, como uma forma de estabilização dos resultados, é possível encontrar o coeficiente de torque médio para uma volta e para cada

valor de λ . Um gráfico comparativo está representado na Figura 4.20, onde um perfil semelhante ao dos resultados experimentais pode ser visto com os coeficientes de torque médios, com seu valor diminuindo com o aumento da razão de velocidade de ponta. Novamente, aqui é visto uma superioridade numérica do rotor helicoidal para a maioria dos casos. Conseqüentemente, com os valores médios de coeficientes de torque, é possível determinar os valores de coeficientes de potência para cada caso. Seus valores estão representados na Figura 4.21, onde o maior valor de C_P é obtido para um λ de 0,65 para ambos os casos, com resultados semelhantes aos vistos experimentalmente.

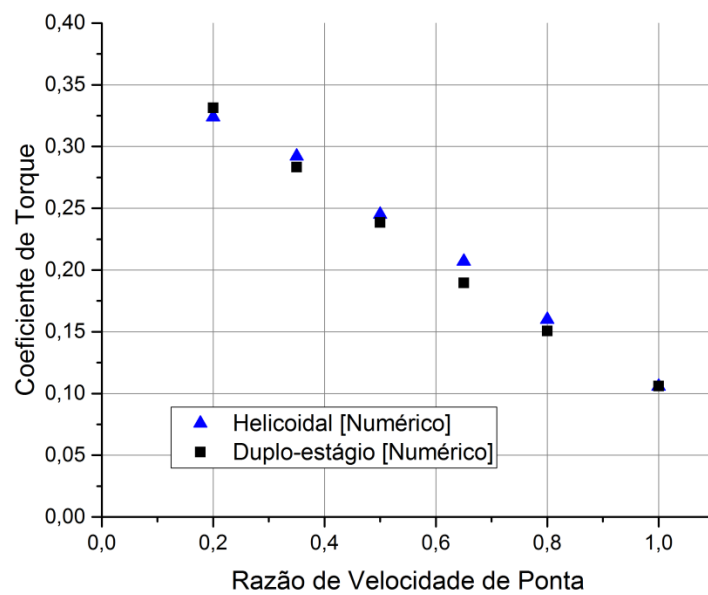


Figura 4.20 – Coeficientes de torque numérico das turbinas de duplo-estágio e helicoidal

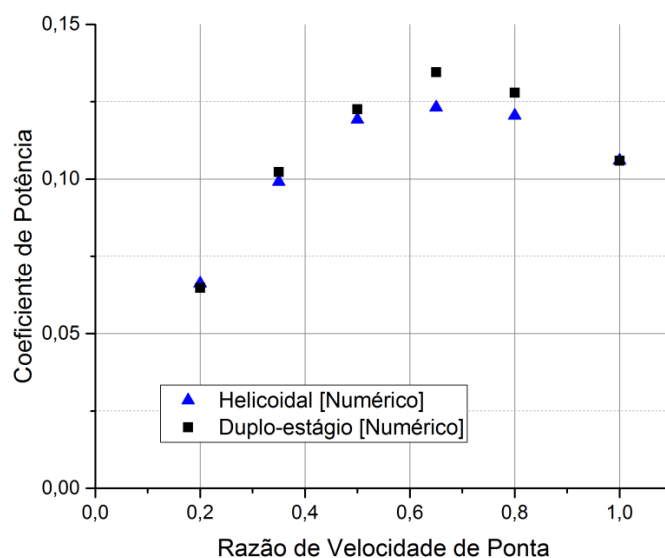


Figura 4.21 – Coeficientes de potência numérico das turbinas de duplo-estágio e helicoidal

Nas Figuras 4.22 e 4.23 estão representados os gráficos para a turbina de duplo-estágio e helicoidal, respectivamente, onde é possível observar que mantendo o mesmo valor de razão de velocidade de ponta, o torque se comporta de maneira semelhante para todos os casos. Porém, quanto menor a velocidade do escoamento, menor a oscilação do torque e sua intensidade. Também é possível perceber uma menor variação dos resultados do rotor helicoidal.

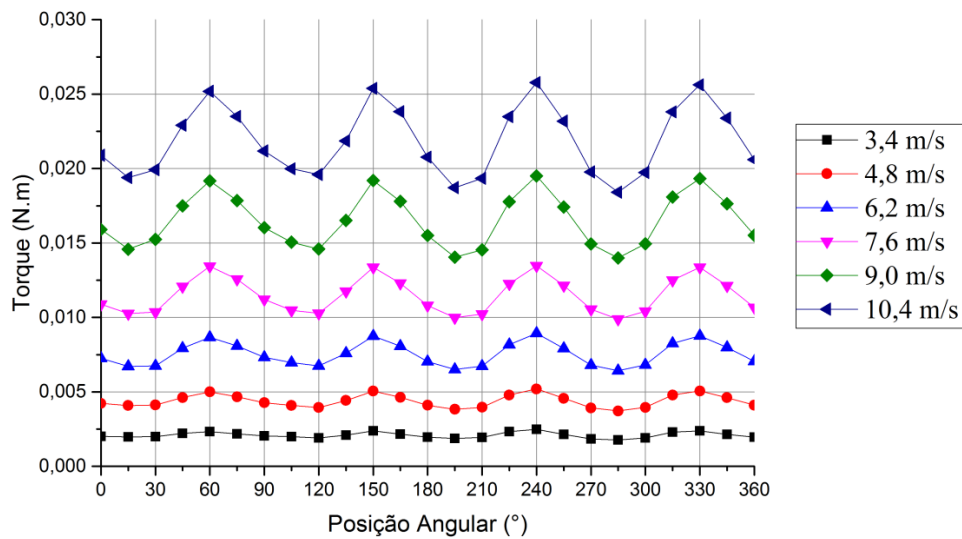


Figura 4.22 – Variação do torque para uma volta da turbina de duplo-estágio para diferentes velocidades de escoamento com λ de 0,65

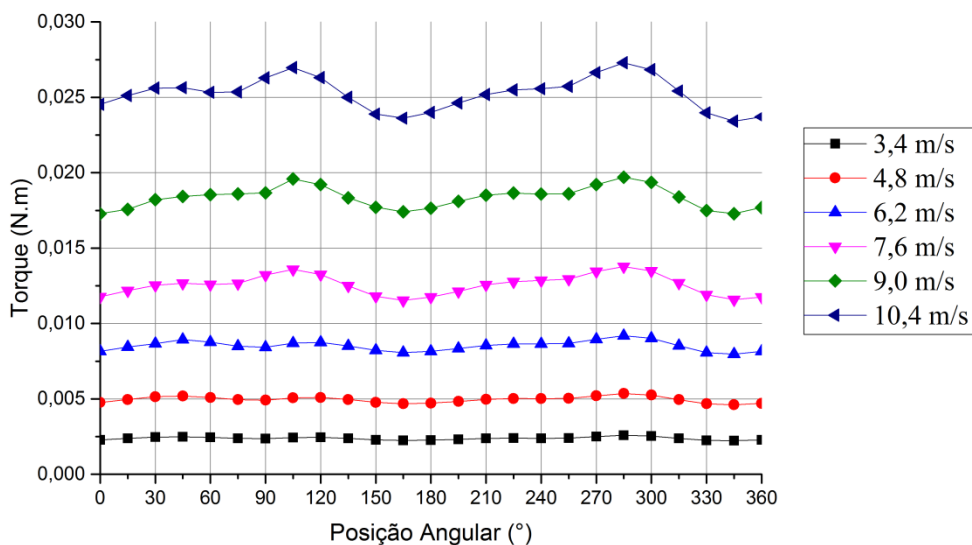


Figura 4.23 – Variação do torque para uma volta da turbina helicoidal para diferentes velocidades de escoamento com λ de 0,65

Com os torques simulados, é possível obter novos valores de torque médio para cada volta das turbinas, desta vez, para diferentes velocidades do escoamento. Assim, é criada uma dispersão de pontos para os coeficientes de torque para os diferentes casos, onde pode ser visto que todos os valores foram semelhantes, ocorrendo um pequeno aumento com o aumento da velocidade do escoamento. Supõe-se que tal fato se deve às interferências causadas pelo escoamento ou até incertezas numéricas (Figura 4.24).

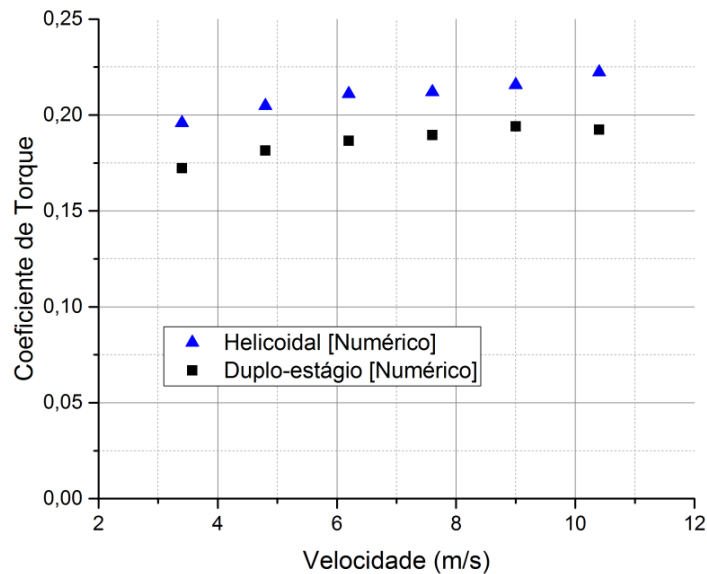


Figura 4.24 – Coeficientes de torque numérico das duas turbinas para diferentes velocidades de escoamento

4.3 Comparativo de Resultados Numéricos x Experimentais

Nesta seção é realizado um comparativo entre os resultados numéricos e experimentais. O procedimento é feito com uma análise sobre os valores de coeficientes de torque, e depois de potência, para ambas as turbinas e para os diferentes valores de λ trabalhados.

Os coeficientes de torque numérico e experimental para a turbina helicoidal estão representados na Figura 4.25. Nela é possível ver que os valores de C_T estiveram sempre próximos, com um maior erro relativo para uma razão de velocidade de ponta de 0,35, onde é encontrado um erro de 12,5%. Já o menor erro encontrado é de 2,34% para um λ de 0,2. Por dificuldades de medição, não foi possível realizar a medição experimental para razão de velocidade de ponta de 1,0. A Figura 4.26, mostra os valores de C_P numérico e experimental,

onde se teve um maior erro também para razão de velocidade de ponta de 0,35, sendo de 11,6%, e o menor para λ de 0,2, de 2,16%.

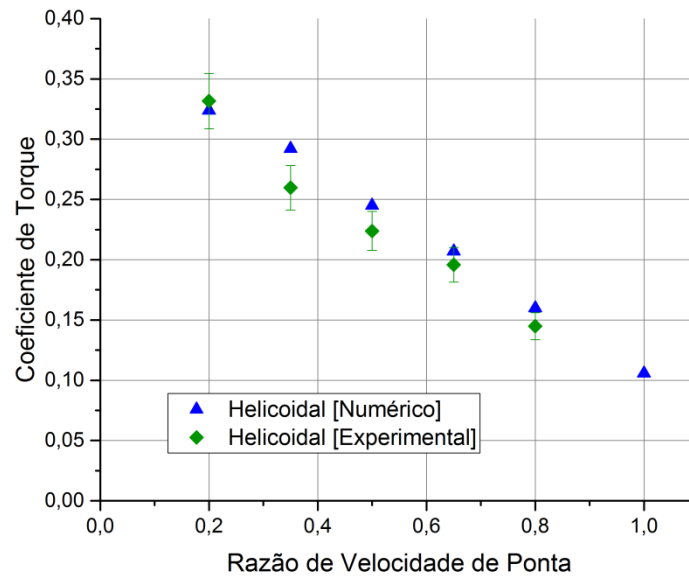


Figura 4.25 – Resultados numéricos e experimentais de coeficientes de torque da turbina helicoidal para diferentes valores de λ

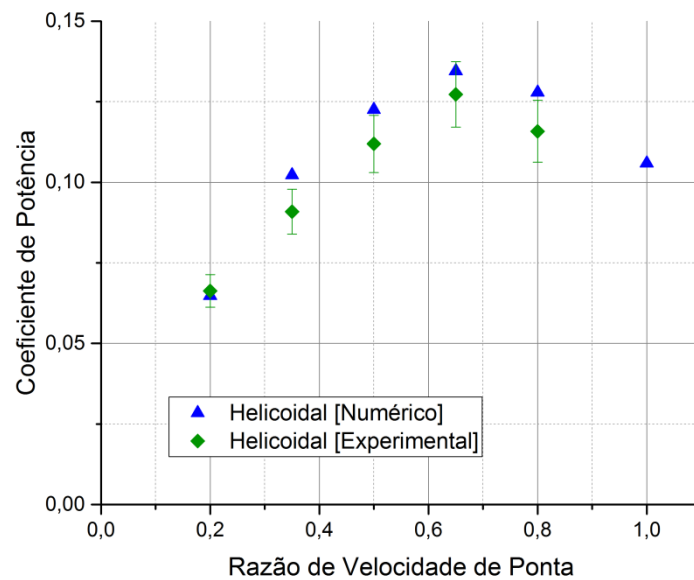


Figura 4.26 – Resultados numéricos e experimentais de coeficientes de potência da turbina helicoidal para diferentes valores de λ

Os resultados encontrados para a turbina de duplo-estágio são semelhantes aos encontrados para a turbina helicoidal. Os valores de C_T e C_P estão representados nas Figuras

4.27 e 4.28, respectivamente. Em um comparativo do C_T , o maior erro encontrado ocorreu para um λ de 0,5, com um valor de 13,4%, já o menor valor encontrado ocorreu para um λ de 0,65, com um erro de 6,4%. Para o C_P , o maior erro foi de 12,4% para um λ de 0,5, e o menor foi de 5,7% para um λ de 0,65. Porém, os resultados variam conforme as incertezas de medição.

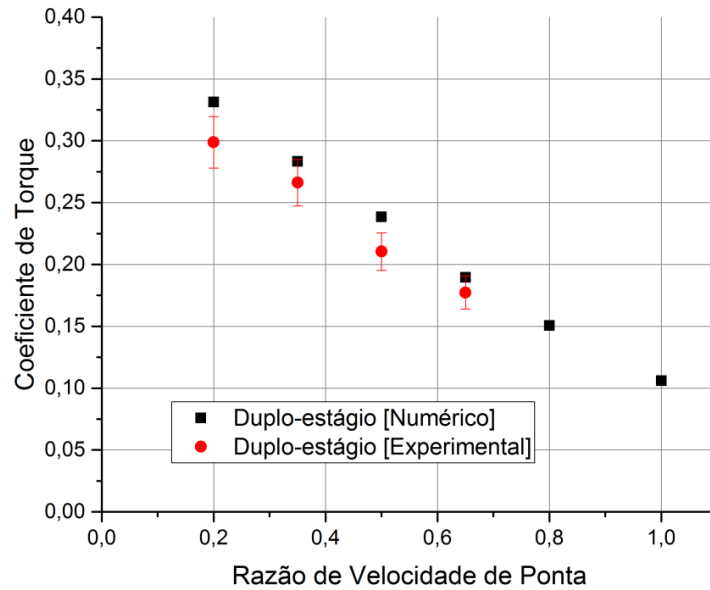


Figura 4.27 – Resultados numéricos e experimentais de coeficientes de torque da turbina de duplo-estágio para diferentes valores de λ

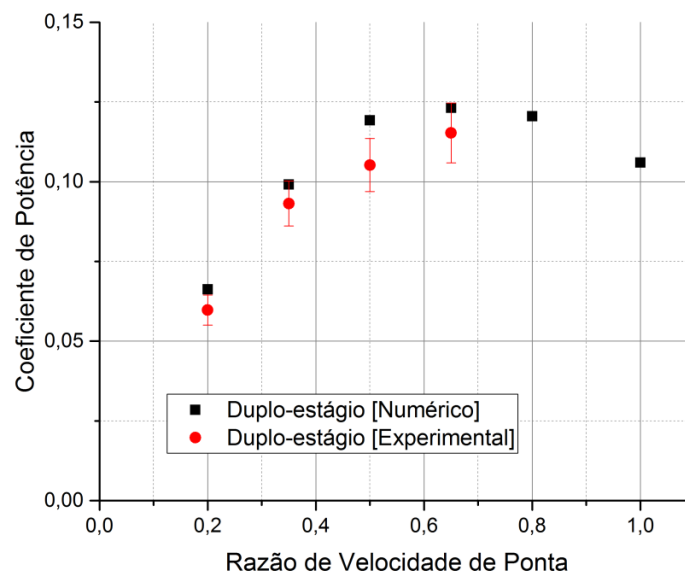


Figura 4.28 – Resultados numéricos e experimentais de coeficientes de potência da turbina de duplo-estágio para diferentes valores de λ

4.4 Comparativo Turbina Helicoidal x Turbina Duplo-Estágio

Nesta seção são apresentados os comparativos entre os resultados obtidos para os dois tipos de turbinas analisadas. Primeiramente, é mostrado o comportamento do torque ao longo de uma rotação das turbinas, para os dois casos, com uma razão de velocidade de ponta de 0,65, com uma velocidade de 7,6 m/s e um número de Reynolds de 49.410. O resultado pode ser visto na Figura 4.29, onde o torque da turbina helicoidal se comporta com menor oscilação, apresentando um melhor comportamento para conversão de energia e com dois maiores picos de torque. Já a turbina de duplo-estágio apresenta quatro picos de torque e uma oscilação maior ao longo de uma volta de 360°. Além disso, o torque médio para uma volta foi de 0,01255 N.m para a turbina helicoidal e de 0,01149 N.m para a turbina de duplo-estágio, mostrando uma superioridade de 8,47% da turbina helicoidal.

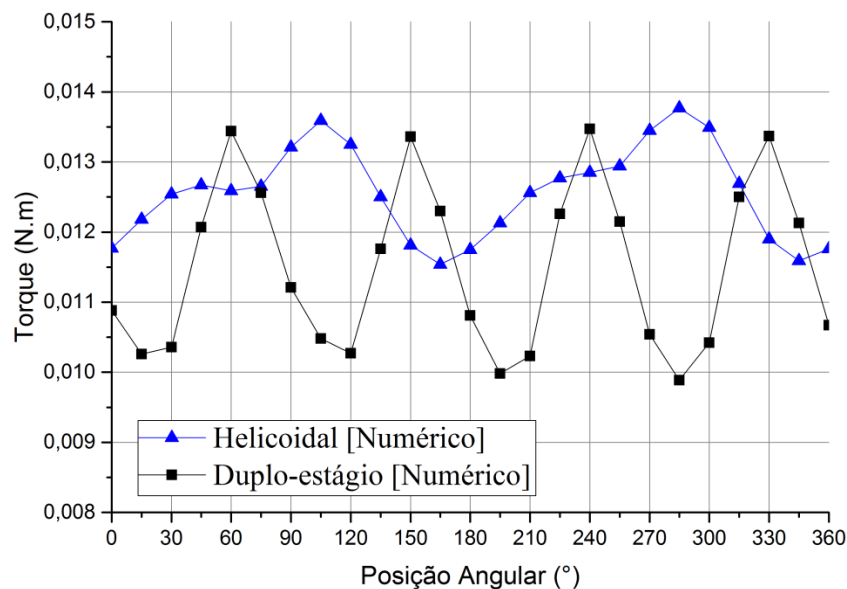


Figura 4.29 – Desempenho do torque para uma volta das turbinas helicoidal e de duplo-estágio para velocidade de 7,6 m/s, λ de 0,65 e número de Reynolds de 49.410

Com esta superioridade no torque obtido, por consequência, a turbina helicoidal acaba por ter uma vantagem também nos coeficientes de torque e de potência. Assim, pode-se fazer um comparativo de uma estimativa de potência gerada para diferentes velocidades do escoamento. Utilizando-se ainda de uma razão de velocidade de ponta de 0,65, a qual foi obtida os melhores resultados, a estimativa de potência gerada pode ser vista no gráfico da

Figura 4.30. No gráfico, é possível ver que para ambos os casos ocorre um aumento no valor de potência com o aumento da velocidade do escoamento, sempre com uma superioridade da turbina helicoidal. No ponto máximo, para uma velocidade de 10,4 m/s, a potência gerada pela turbina helicoidal é de 3,45 W contra uma potência de 2,98 W da turbina de duplo-estágio, representando uma superioridade de 13,63%.

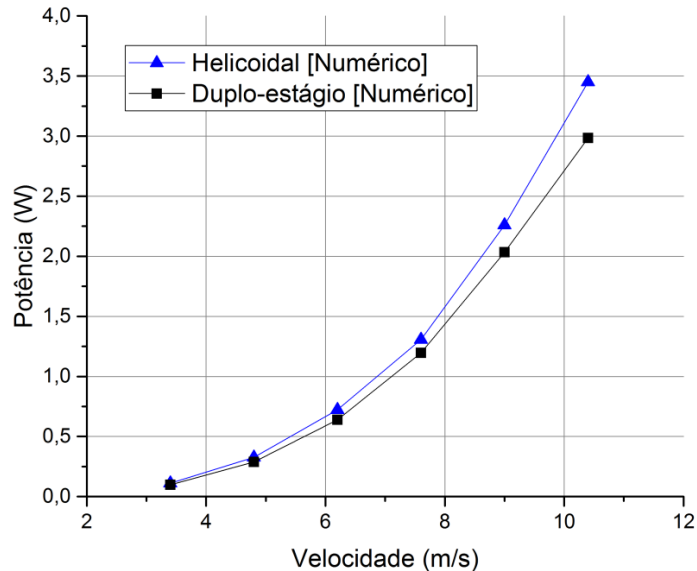


Figura 4.30 – Geração de potência entre as turbinas

Os resultados se mostraram de acordo com o que foi visto na literatura, como é representado na Figura 4.31. Um comparativo é feito sobre o coeficiente de potência em relação à razão de velocidade de ponta para os casos numérico e experimental da turbina helicoidal e acrescidos de resultados numéricos obtidos por Oliveira, 2014. A turbina simulada pela autora também tem uma torção de 180°, porém, apresenta uma razão de aspecto menor, com 1,81, sendo os resultados apresentados após uma correção do efeito de bloqueio pelo método de Pope e Rae Jr.

Na Figura 4.32 pode ser visto um comparativo realizado sobre a tendência do comportamento do coeficiente de torque obtido para diferentes posições angulares da turbina de duplo-estágio do presente trabalho (Figura 4.32a) e o obtido por Akwa, 2010 (Figura 4.32b). No trabalho de Akwa, 2010, a turbina de duplo-estágio também apresenta uma razão de aspecto de 4,0 e uma sobreposição de 15%. Porém, por apresentar dimensões maiores, o número de Reynolds simulado também é superior, sendo de 433.500.

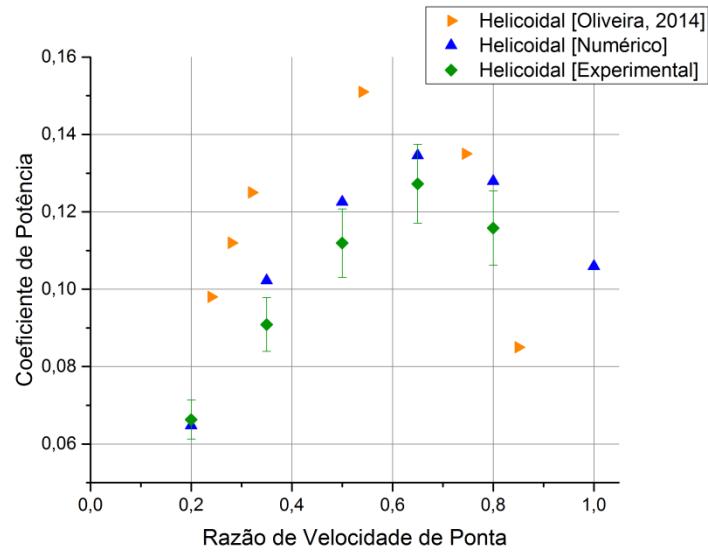
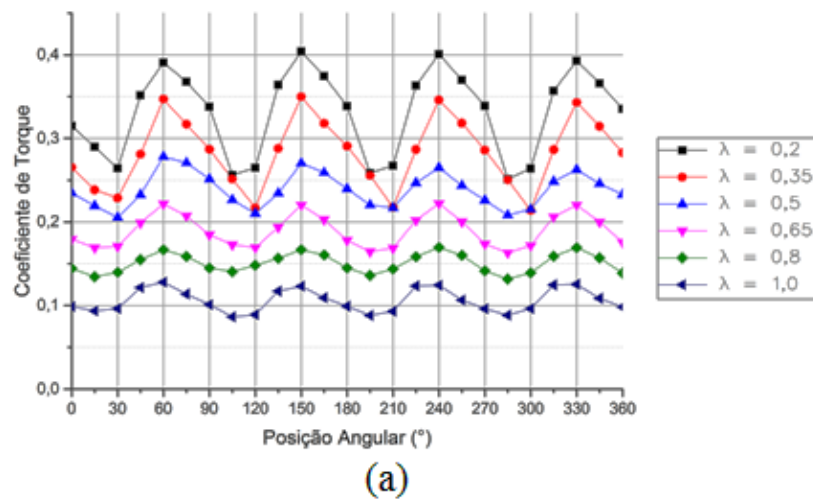
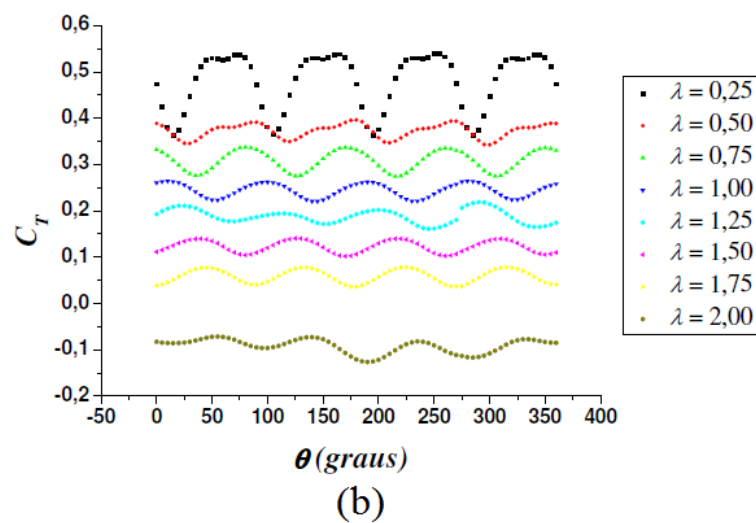


Figura 4.31 – Coeficientes de potência da turbina helicoidal do presente trabalho e da turbina apresentada por Oliveira, 2014



(a)



(b)

Figura 4.32 – Coeficiente de torque: a) presente trabalho; b) Akwa, 2010

No trabalho de Kamoji *et al.*, 2008, um estudo experimental foi feito sobre rotores Savonius de um, dois e três estágios. O rotor de dois-estágios apresentado tem uma razão de aspecto de 2,0 e uma sobreposição de 15%. A partir dos testes experimentais, foi possível criar um gráfico de coeficiente de potência da turbina de dois-estágios para diferentes números de Reynolds, variando de 48.900 até 97.800. Com estes resultados é feito o comparativo entre o presente trabalho (Figura 4.33(a)) e o apresentado por Kamoji (Figura 4.33(b)).

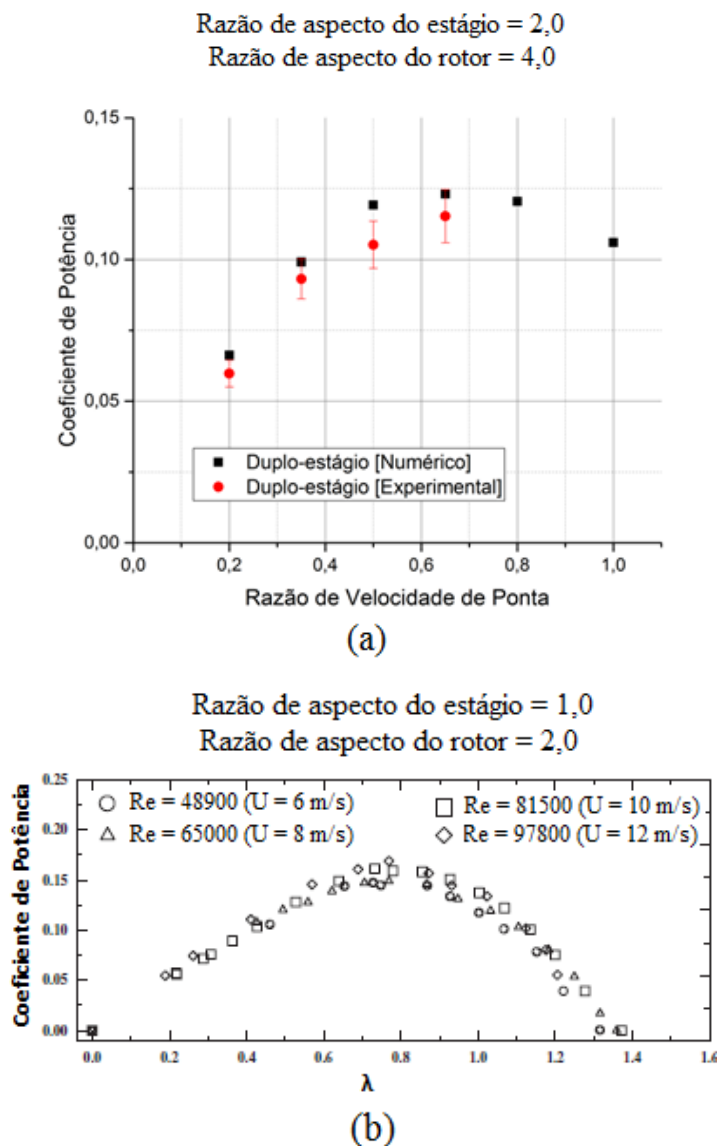


Figura 4.33 – Coeficiente de potência: (a) presente trabalho; (b) Kamoji *et al.*, 2008

5 CONCLUSÕES

5.1 Conclusões

No presente estudo foram realizados ensaios experimentais e numéricos envolvendo turbinas eólicas de eixo vertical do tipo Savonius de duplo-estágio e helicoidal. Com os resultados, foi possível comprovar e validar uma relação bastante interessante entre as metodologias experimentais e numéricas. Os valores obtidos e o comportamento aerodinâmico dos rotores estão de acordo com o encontrado na literatura.

Um fator diferencial deste trabalho foi o baixo custo empregado na parte experimental, visto que atualmente a tecnologia de impressão 3D ainda possui custos relativamente elevados, e com o auxílio do Centro de Tecnologia da Informação Renato Archer isto foi feito gratuitamente, de forma a incentivar as pesquisas sobre o assunto. Além disso, um torquímetro dinâmico representa atualmente um custo elevado, e este acabou sendo substituído por um projeto com uma forma mais simples e com baixo custo, porém, apresentando bons resultados.

Para o estudo experimental, foi utilizado primeiramente um *software* de projetos para fazer o desenho das turbinas, para posteriormente estas serem criadas por prototipagem 3D. Esta técnica se mostrou bastante útil e eficaz, apresentando praticidade e apenas pequenas falhas, as quais puderam ser corrigidas posteriormente com um trabalho de acabamento. O método de impressão 3D deve se tornar cada vez mais presente em trabalhos experimentais, visto que é possível criar objetos de diferentes formas, mantendo-se os padrões necessários.

Para as simulações numéricas, a metodologia RANS e o modelo de turbulência $k-\omega$ SST apresentaram resultados bastante plausíveis, mostrando que a ferramenta computacional deve ser incluída cada vez mais em estudos de engenharia, no qual é capaz de reduzir custos e o trabalho operacional que ocorre nos estudos experimentais. Um diferencial que os resultados numéricos proporcionam foi de representar fenômenos que não são visíveis muitas vezes na forma experimental. No presente trabalho, foi possível visualizar os campos de pressão nas pás de avanço e retorno das turbinas. Estes campos são responsáveis pela geração do torque, e a possibilidade de visualização deste comportamento é um fator importante para uma melhor compreensão deste tipo de estudo. Outro fator importante foi a visualização dos vetores de velocidade, onde um entendimento destes deslocamentos dos vetores e das gerações de vórtices são fundamentais para a resolução de problemas aerodinâmicos.

Os resultados obtidos foram satisfatórios. Através das medições foram obtidos os torques estáticos e dinâmicos de ambas as turbinas, e com isso, calculados os coeficientes de torque e de potência dos rotores. As medições com a turbinas em rotação foram realizadas para diferentes razões de velocidade de ponta de pá, sendo os melhores resultados obtidos para um valor de 0,65. Algumas dificuldades para as medições do torque dinâmico foram encontradas, devido ao método ser bastante simples, porém, o mesmo acabou se mostrando satisfatório. De modo geral, o rotor helicoidal apresentou maiores valores de C_T e C_P quando comparado com o de duplo-estágio. Porém, esta superioridade pode variar devido as incertezas de medição.

As simulações numéricas foram realizadas para as mesmas velocidades de ponta de pá do método experimental, e incluindo ainda, maiores velocidades que não puderam ser obtidas experimentalmente. Além disso, foi possível demonstrar o comportamento do torque dinâmico para a rotação das turbinas em diferentes casos, incluindo diferentes velocidades do escoamento. Nas simulações numéricas, os melhores resultados também se deram em grande parte para a turbina helicoidal, sendo os maiores valores de C_T e C_P obtidos para um λ de 0,65.

Em um comparativo entre todos os resultados, foi possível observar uma superioridade do rotor helicoidal, sendo que este apresenta uma menor oscilação de torque ao longo de uma volta, além de um valor superior de C_T para a maioria dos casos. Além disso, esta diferença de oscilação pode ter ocasionado uma maior dificuldade nas medições do trabalho experimental do rotor de duplo-estágio, visto que este teve uma menor rotação ao longo das diferentes velocidades do escoamento. Outro fator que pode ter sido prejudicial foi um pequeno desbalanceamento da turbina, não corrigido totalmente com o trabalho de acabamento. Numa estimativa de potência gerada, houve uma superioridade de até 13,63% da turbina helicoidal, chegando a uma potência de 3,45 W para uma velocidade do escoamento de 10,4 m/s, com a de duplo-estágio gerando 2,98 W. Porém, não é possível afirmar com certeza a superioridade do rotor helicoidal, pois apesar da maior eficiência na maioria dos casos estudados, ela muitas vezes ocorreu por pequenas diferenças, além da turbina de duplo-estágio ter uma grande facilidade de fabricação se comparada com a helicoidal.

5.2 Trabalhos Futuros

Para trabalhos futuros, busca-se incentivar o estudo da microgeração de energia através de turbinas eólicas de eixo vertical, visto que ainda não são encontrados tantos tipos

de trabalhos na literatura. Porém, estas formas de turbinas estão cada vez mais delineadas, sendo possível a realização de redimensionamentos para se encontrar tamanhos ótimos possíveis de gerar energia ou carregar baterias. Estudos de formas híbridas, como eólica e solar também se apresentam como formas interessantes, além de misturas de tipos de turbinas eólicas, como a Savonius e a Darrieus.

Com a adequação cada vez maior das aplicações computacionais no meio da pesquisa, se torna cada vez mais interessante se utilizar desta ferramenta para trabalhos de otimização, onde diferentes formatos de aerogeradores podem ser criados e seus resultados obtidas, para posteriormente uma análise experimental ser feita. Análises aerodinâmicas podem ser feitas para melhorar o escoamento nas pás, diminuindo o arrasto e aumentando a eficiência. Além disso, simulações em campo aberto podem ser feitas para uma representação de casos reais, comprovando a eficiência destas turbinas. Tal procedimento pode ser feito também de forma experimental posteriormente.

Outra investigação que pode ser feita é com relação ao uso de diferentes tipos de estatores, algo que seja capaz de redirecionar o escoamento e aumentar a eficiência dos equipamentos, além de uma variação sobre parâmetros como sobreposição e números de pás.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

Abramchuk, V. **Estudo da Força de Arrasto Sobre Veículos de Transporte de Pessoas Empregando CFD**, Dissertação de Mestrado, UFRGS, 2013.

Akwa, J. V. **Análise Aerodinâmica de Turbinas Eólicas Savonius Empregando Dinâmica dos Fluidos Computacional**, Dissertação de Mestrado, PROMEC, UFRGS, 2010.

Akwa, J. V. **Estudo Numérico e Experimental do Escoamento Sobre um Rotor Eólico Savonius em Canal Aerodinâmico com Alta Razão de Bloqueio**, Tese de Doutorado, PROMEC, 2014.

Akwa, J. V.; Petry, A. P. Stators Use Influence on the Performance of a Savonius Wind Rotor Using Computational Fluid Dynamics, **Engenharia Térmica**, v.10, p. 63-72, 2011.

Akwa, J. V.; Silva Jr., G. A.; Petry, A. P. Discussion on the Verification of the Overlap Ratio Influence on Performance Coefficients of a Savonius Wind Rotor Using Computational Fluid Dynamics, **Renewable Energy**, v. 38, p. 141-149, 2012.

Alexander, A. J.; Holownia, B. P. Wind Tunnel Tests On Savonius Rotor, **Journal of Industrial Aerodynamics**, v. 3, No. 4, p. 343-351, 1978.

ANSYS; “**ANSYS Fluent Theory Guide**”, Release 15.0, ANSYS, Inc, November 2013a.

ANSYS; “**ANSYS Fluent User’s Guide**”, Release 15.0, ANSYS, Inc, November 2013b.

ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS, **NBR IEC 61400**, Aerogeradores – Parte 12-1: Medições de desempenho de potência de aerogeradores, 2012.

Barlow, J. B.; Rae Jr., W. H; Pope, A. **Low-Speed Wind Tunnel Testing**. 3ª Edição. New York, USA. John Wiley & Sons, 1999.

Bazzo, W. A. **Desempenho de Rotores de Eixo Vertical do Tipo Savonius**. Dissertação de Mestrado, UFSC, Florianópolis, 1980.

Blackwell, B. F.; Sheldahl, R. E.; Feltz, L. V. **Wind Tunnel Performance Data for Two- and Three-Bucket Savonius Rotors**, Final Report SAND76-0131, Sandia Laboratories, Albuquerque, USA, 1977.

Burton, T.; Jenkins, N.; Sharpe, D.; Bossanyi, E. **Wind Energy Handbook**. 2ª Edição. John Wiley & Sons, 2011.

Cochran, B. C.; Banks, D.; Taylor, S. J. **A Three-Tiered Approach for Designing and Evaluating Performance Characteristics of Novel Weecs**, American Institute of Aeronautics and Astronautics, Inc. and the American Society of Mechanical Engineers, 2004.

Custódio, R. S. **Energia Eólica Para Produção de Energia Elétrica**. Synergia Editora, 2ª Edição, Rio de Janeiro, 2013.

D'Alessandro, V.; Montelpare, S.; Ricci, R.; Secchiaroli, A. Unsteady Aerodynamics of a Savonius Wind Rotor: A New Computational Approach for the Simulation of Energy Performance, **Energy**, v. 35, p. 3349-3363, 2010.

Damak, A.; Driss, Z.; Abid, M. S. Experimental investigation of helical Savonius rotor with a twist of 180°, **Renewable Energy**, v. 52, p. 136-142, 2013.

Dobrev I.; Massouh F. Exploring the Flow around a Savonius Wind Turbine, **16th Int Symp on Applications of Laser Techniques to Fluid Mechanics**, Lisboa, Portugal, 09-12 July, 2012.

Driss, Z.; Damak, A.; Karray, S.; Abid, M. S. Study of the Influence of the internal recovery on the performance of a Savonius wind rotor, **First International Conference on Renewable Energies and Vehicular Technology**, 2012.

Fox, R. W.; Pritchard, P. J.; McDonald, A. T.; “**Introdução à Mecânica dos Fluidos**”, LTC, 7ª Edição, 2010.

Fraga, G. C. **Análise Numérica do Efeito de Bloqueio no escoamento sobre uma Turbina Savonius em Túnel Aerodinâmico**, Trabalho de Conclusão de Curso (TCC), Engenharia Mecânica, UFRGS, 2013.

Freire, A. P. S.; Menut, P. P. M.; Su, J. **Turbulência**. ABCM – Associação Brasileira de Ciências Mecânicas; v. 1, Rio de Janeiro, 2002.

Fujisawa, N. On the Torque Mechanism on Savonius Rotors. **Journal of Wind Engineering and Industrial Aerodynamics**, v. 40, n. 3, p. 277-292, 1992.

Gasch, R.; Twele, J. **Wind Power Plants: Fundamentals, Design, Construction and Operation**. Solarpraxis, Berlin, Germany, 2012.

Gupta, R.; Deb, B.; Misra, R. D. Performance Analysis of a Helical Savonius Rotor with Shaft at 45° Twist Angle Using CFD, **Mechanical Engineering Research**, v. 3, n. 1, 2013.

Hayashi, T., Li, Y; Hara, Y. Wind Tunnel Tests on a Different Phase Three-Stage Savonius Rotor, **JSME International Journal**, Series B, v. 48, p. 9-16, 2005.

Holman, J. P., **Experimental Methods for Engineers**. 8ª Edição. McGraw-Hill, New York, USA, 2012.

Kadam, A. A., Patil, S. S. A Review Study on Savonius Wind Rotors for Accessing the Power Performance, **Journal of Mechanical and Civil Engineering**, p. 18-24, 2013.

Kailash, G.; Eldho, T. I.; Prabhu, S. V. Performance Study of Modified Savonius Water Turbine with Two Deflectors Plates, **International Journal of Rotating Machinery**, 2012.

Kamoji, M. A.; Kedare, S. B. Prabhu, S. V. Experimental Investigations on Single Stage, Two Stage and Three Stage Conventional Savonius Rotor, **International Journal of Energy Research**, v. 32, p. 877-895, 2008.

Kamoji, M. A.; Kedare, S. B. Prabhu, S. V. Performance Tests on Helical Savonius Rotors, **Renewable Energy**, v. 34, p. 521-529, 2009a.

Kamoji, M. A.; Kedare, S. B. Prabhu, S. V. Experimental Investigations on Single Stage Modified Savonius Rotor, **Applied Energy**, v. 86, p. 1064-1073, 2009b.

Kang, C.; Yang, X.; Wang, Y. Turbulent Flow Characteristics and Dynamics Response of a Vertical-Axis Spiral Rotor, **Energies**, v. 6, p. 2741-2758, 2013.

Kludzinska, K.; Tesch, K.; Doerffer, P. Investigation of the aerodynamics of an innovative vertical-axis wind turbine, XXI Fluid Mechanics Conference, **Journal of Physics: Conference Series 530**, 2014.

Luz, F. L. **Estudo Experimental de um Rotor Savonius com Estator**, Trabalho de Conclusão de Curso (TCC), Engenharia Mecânica, UFRGS, 2013.

Maliska, C. R. **Transferência de Calor e Mecânica dos Fluidos Computacional**. LTC, 2ª Edição, Rio de Janeiro, 2004.

Maskell, E. C., **A Theory of the Blockage Effects on Bluff Bodies and Stalled Wings in a Closed Wind Tunnel**, Aero. Res. Council, Repts. and Memoranda, London, United Kingdom, 1965.

Menet, J. L. A double-step Savonius rotor for local production of electricity: a design study, **Renewable Energy**, v. 29, p. 1843-1862, 2004.

Menet, J. L.; Bourabaa N. Increase in the Savonius rotors efficiency via a parametric investigation, **European Wind Energy Conference**, London, 2004.

Menter, F.; Ferreira, J. C., Esch, T.; Konno, B. The SST Turbulence Model with Improved Wall Treatment for Heat Transfer Predictions in Gas Turbines, **Proceedings of the International Gas Turbine Congress, Tokyo**, 2003.

Mohamed, M., **Design Optimization of Savonius and Wells Turbines**, Dissertation zur Erlangung des akademischen Grades, Otto von Guericke Universität Magdeburg, 2011.

Mohamed, M. H.; Janiga, G.; Pap, E.; Thévenin, D. Optimization of Savonius turbines using an obstacle shielding the returning blade, **Renewable Energy**, v. 35, p. 2618-2626, 2010.

Möller, S. V.; Silvestrini, J. H. **Turbulência: Fundamentos**, v. 4. ABCM, Rio de Janeiro, Brasil, 2004.

Morais, E. L. **Verificação de Soluções Numéricas de Escoamentos Laminares Obtidas com o Método dos Volumes Finitos e Malhas Não-Estruturadas**. Dissertação de Mestrado, UFPR, Curitiba, 2004.

Morshed, K. N. **Experimental and Numerical Investigations on Aerodynamic Characteristics of Savonius Wind Turbine with Various Overlap Ratios**, Electronic Theses & Dissertations, Paper 773, 2010.

Oliveira, C. P. **Análise do Desempenho de uma Turbina Savonius Helicoidal com Torção de 180° Empregando Simulação Numérica**. Dissertação de Mestrado, PROMEC, UFRGS, Porto Alegre, 2014.

Patankar, S. V. **Numerical Heat Transfer and Fluid Flows**. McGraw-Hill, New York, USA, 1980.

Pope, A.; Harper, J. J. **Low Speed Wind Tunnel Testing**. John Wiley & Sons, New York, USA, 1966.

Roache, P. J. Perspective: A Method for Uniform Reporting of Grid Refinement Studies, **Journal of Fluids Engineering**, v. 116, p. 405-413, 1994.

Ross, I.; Altman, A. Wind tunnel blockage corrections: Review and application to Savonius vertical-axis wind turbines, **Journal of Wind Engineering & Industrial Aerodynamics**, v. 99, n. 5, p. 523-538, 2011.

Saha, U. K.; Thotla, S.; Maity, D. Optimum Design Configuration of Savonius Rotor Through Wind Tunnel Experiments, **Journal of Wind Engineering & Industrial Aerodynamics**, v. 96, p. 1359-1375, 2008.

Savonius, S. J. **Wind Rotor – Patent 1.766.765**, United States Patent Office, 1930.

Sharma, K. K.; Gupta, R.; Biswas, A. Performance Measurement of a Two-Stage Two-Bladed Savonius Rotor, **International Journal of Renewable Energy Research**, v. 4, No. 1, 2014.

Stefanelli, E. J. **Guia de interação Metrologia Dimensional**. Disponível em: <<http://www.stefanelli.eng.br/webpage/metrologia/i-metrologia.html>>. Acesso em: 7 de jan. de 2016.

Torresi, M.; De Benedittis, F. A.; Fortunato, B.; Camporeale, S. M. Performance and Flow Field Evaluation of a Savonius Rotor Tested in a Wind Tunnel, **Energy Procedia**, p. 207-216, 2014.

VIM. **Vocabulário Internacional de Metrologia – Conceitos fundamentais e gerais e termos associados**. Inmetro. Edição Luso-Brasileira, 2012.

Wilcox, D. C. **Turbulence Modeling for CFD**. DCW Industries, Inc., 1998.

APÊNDICE A – Incertezas de Medição

Para a realização de trabalhos experimentais é usual o manuseio de uma diversidade de instrumentos de medição, cada um com diferentes especificações. Devido a isso, formas de determinar e controlar estes erros ocasionados pelos mais diferentes tipos de equipamentos passaram a ser estudados. Na engenharia, medidas de grandezas físicas como comprimento, velocidade, intervalos de tempo e tensão elétrica são constantemente utilizadas.

Primeiramente, é necessário compreender alguns conceitos básicos de medição, como indicação, resolução, sensibilidade, precisão e exatidão. Conforme definido pelo Vocabulário Internacional de Medição, 2012, indicação é o valor que é fornecido pelo sistema ou instrumento de medição. Resolução é caracterizada como a menor variação da grandeza medida que causa uma variação perceptível no valor correspondente. Já a sensibilidade é a razão entre a variação de uma indicação de um sistema de medição e a variação correspondente do valor da grandeza que é medida. Precisão é um grau de concordância entre um determinado número de repetições de grandezas e a exatidão é um grau de concordância entre o valor medido e o valor “verdadeiro”.

Como medição experimental, entende-se por uma leitura em determinada grade de valores, ou de determinados números de dígitos, podendo ser de diferentes números de escalas decimais. Um paquímetro, por exemplo, possui escalas em cm e polegadas, sua leitura é feita através de um cursor móvel onde a leitura é feita através deste cursor, também chamado de nônio, como pode ser visto na Figura A.1. Após ser feita a medição, o leitor deve interpretar primeiramente o valor que está à esquerda do valor 0 (zero) do nônio, este sendo o valor lido na escala fixa do paquímetro, para na sequência, ser feita a verificação nos traços do nônio, até ser encontrado um traço coincidente com um da escala fixa. Este será o valor da escala inferior. Um exemplo pode ser visto na Figura A.2, onde um paquímetro de 10 cm (100 mm), mostra um valor de 12 mm na escala fixa, mais um valor de 0,40 mm na escala secundária é exibida, obtendo assim, o valor medido de 12,40 mm ou 1,240 cm.

O paquímetro da Figura A.1 apresenta uma resolução de 0,05 mm. Porém, para instrumentos de maiores escalas, como réguas milimetradas ou termômetros é costumeiro se deparar com medições em que a marca de leitura se encontra entre duas linhas de escala.

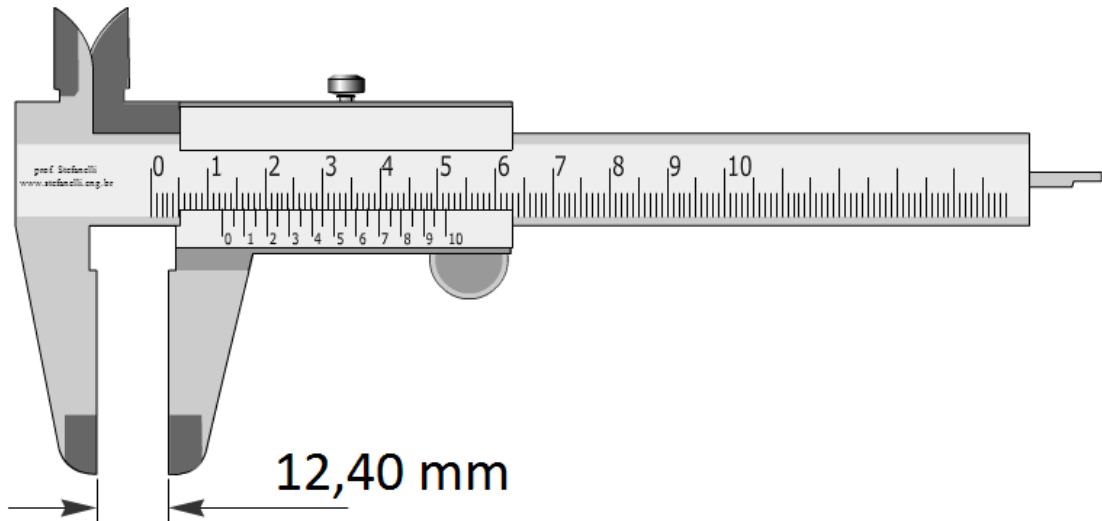


Figura A.1 – Leitura de um paquímetro [adaptado de <http://www.stefanelli.eng.br/>]

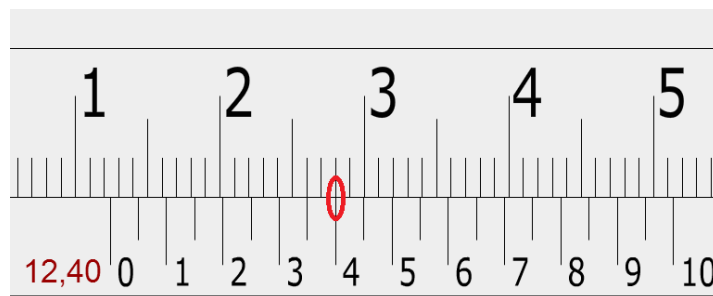


Figura A.2 – Leitura de um paquímetro na região do nônio [adaptado de <http://www.stefanelli.eng.br/>]

Na Figura A.3, é possível ver um termômetro com uma marcação entre 29 e 30 °C, entretanto, isto não é o suficiente para dizer qual temperatura correta está sendo marcada. Uma aproximação pode ser feita para 29,5 °C. Porém, assim ainda ocorre uma incerteza nas medidas de ao menos metade do valor da menor escala de medição do equipamento. Devido a isso, deve-se acrescentar ao valor final, o erro instrumental, sendo para este caso o valor da temperatura de $29,5 \pm 0,5$ °C. Já para o valor medido no paquímetro, seu valor deve ser lido por $12,40 \pm 0,025$ mm.

Um método mais exato para estimar a incerteza de resultados foi apresentado por Kline & McClintock, em 1953. Seu método se baseia em uma detalhada especificação das incertezas das diferentes medições experimentais primárias.

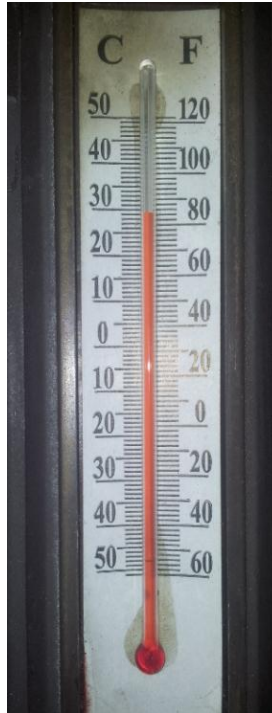


Figura A.3 – Escala de um termômetro

Supondo que uma série de medições é feita e que a incerteza em cada medição pode ser expressa com uma mesma forma, pode-se então utiliza-las para calcular a incerteza dos experimentos [Holman, 2012]. O resultado R é uma função das variáveis independentes $x_1, x_2, x_3, \dots, x_n$, sendo assim,

$$R = R(x_1, x_2, x_3, \dots, x_n) \quad (\text{A.1})$$

Considerando ω_R a incerteza da solução, e $\omega_1, \omega_2, \omega_3, \dots, \omega_n$ as incertezas das variáveis independentes, então a incerteza da solução pode ser dada pela Equação A.2

$$\omega_R = \left[\left(\frac{\partial R}{\partial x_1} \omega_1 \right)^2 + \left(\frac{\partial R}{\partial x_2} \omega_2 \right)^2 + \dots + \left(\frac{\partial R}{\partial x_n} \omega_n \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}} \quad (\text{A.2})$$

Os resultados para cada variável independente desta equação podem servir para determinar quais os dados do experimento estão interferindo mais na incerteza do problema, sendo que os maiores valores são os termos mais sensíveis e que necessitam de melhorias na incerteza de medição.

Em muitos casos, a função de resultado da Equação A.2 tem a forma de um produto de respectivas variáveis primárias elevados em diferentes expoentes, como pode ser visto na Equação A.3.

$$R = x_1^{a_1} \cdot x_2^{a_2} \dots x_n^{a_n} \quad (\text{A.3})$$

Realizando as derivações parciais e fazendo a divisão por R , obtém-se a Equação A.4.

$$\frac{1}{R} \frac{\partial R}{\partial x_i} = \frac{a_i}{x_i} \quad (\text{A.4})$$

Que substituído na Equação A.2, encontra a Equação A.5.

$$\frac{\omega_R}{R} = \left[\sum \left(\frac{a_i \omega_{x_i}}{x_i} \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}} \quad (\text{A.5})$$

O mesmo procedimento pode ser feito quando a função resultante apresentar uma forma aditiva, com R sendo expresso por:

$$R = a_1 x_1 + a_2 x_2 + \dots + a_n x_n = \sum a_i x_i \quad (\text{A.6})$$

onde as derivadas parciais usadas resultam em:

$$\frac{\partial R}{\partial x_i} = a_i \quad (\text{A.7})$$

Com a incerteza resultante podendo ser descrita pela Equação A.8.

$$\omega_R = \left\{ \left[\sum \left(\frac{\partial R}{\partial x_i} \right)^2 \omega_{x_i}^2 \right] \right\}^{\frac{1}{2}} = \left[\sum (a_i \omega_{x_i})^2 \right]^{\frac{1}{2}} \quad (\text{A.8})$$

Segundo Holman, 2012, as Equações A.5 e A.8 podem ser utilizadas em combinação quando a função estudada envolver tanto produtos quanto termos aditivos.

Para a análise de incertezas do presente trabalho, são apresentados os resultados para as medições do perfil de velocidades transversal do túnel aerodinâmico, o qual é melhor apresentado no Apêndice B, além das medições de torque estático, rotação das turbinas e do

torque dinâmico. Para auxiliar nos cálculos é utilizado o *software* matemático EES. Nele é necessário declarar as variáveis utilizadas, além das equações que regem o problema.

A.1 Incertezas de medição do perfil do túnel aerodinâmico

Para início dos cálculos, foi necessário conhecer os equipamentos utilizados, sendo possível ver todas suas devidas resoluções e unidades na Tabela A.1.

Tabela A.1 – Equipamentos utilizados para determinar perfil de velocidades do túnel aerodinâmico

Equipamento	Resolução	Unidade
Trena	$\pm 0,5$	mm
Termômetro	$\pm 0,5$	$^{\circ}\text{C}$
Barômetro	$\pm 0,5$	mmHg
Manômetro Inclinado	$\pm 0,02$	mmCA
Transdutor de Pressão	$\pm 1\%$	Pa
Multímetro Digital	$\pm(0,5\%+4D)$	mA

Para a realização das medições do túnel aerodinâmico foram considerados 24 pontos, conforme descrito na Seção 3.1.1.1. Nestes pontos foram realizadas medições para as frequências de 20, 30, 40 e 50 Hz, buscando-se manter sempre este padrão nas medições. As leituras de temperatura e pressão foram feitas seis vezes, sempre em um intervalo de medições de quatro pontos. Os valores medidos podem ser vistos na Tabela A.2, apresentando os valores médios lidos no termômetro, barômetro, multímetro digital e manômetro inclinado, com suas devidas resoluções.

Tabela A.2 – Leituras do perfil de velocidades para 20 Hz

Perfil - 20 Hz	Leitura	Resolução	Unidades
Termômetro (<i>TC</i>)	26,3	$\pm 0,5$	$^{\circ}\text{C}$
Barômetro (<i>P</i>)	752,2	$\pm 0,5$	mmHg
Manômetro Inclinado (<i>MI</i>)	0,925	$\pm 0,02$	mmCA
Multímetro Eletrônico (<i>ME</i>)	4,336	$\pm 0,06903$	mA

Para o multímetro digital (Anexo D) é necessário considerar a conexão direta com o transdutor de pressão, que com uma resolução de $\pm 1\%$ acaba alterando a resolução final lida no multímetro. Para isso, considera-se a Equação A.9:

$$RESOLUÇÃO = [(MI_{LIDO} 0,5\%) + 0,004] + (MI_{LIDO} 1\%) \quad (A.9)$$

Com estes parâmetros, as variáveis e equações são criadas no *software* matemático, conforme pode ser visto na Figura A.4.

```

R=287,0530
Pcon=133,322
Pa=0,101972
P=752,2
TC=26,3
TK=273,15
MI=0,925
ME=4,336

T=TC+TK
Pbar=Pcon*P
rho=Pbar/(R*T)
Pd=(25*MD)-100
VMI=(((2*(MI/Pa))/(rho)))^0.5
VME=(((Pd*2)/(rho)))^0.5

```

Figura A.4 – Equações e variáveis utilizadas no *software*

O resultado das equações e suas respectivas incertezas absoluta e relativa são representadas na Tabela A.3, onde a incerteza relativa é dada como a razão entre a incerteza absoluta sobre os valores lidos.

Tabela A.3 – Incertezas de medição para o perfil de velocidades com 20 Hz

Incertezas - 20 Hz	Valores	Incerteza Absoluta (\pm)	Incerteza Relativa (%)	Unidades
Pressão Barométrica ($Pbar$)	100284,808	66,667	0,066	mmHg
Pressão Dinâmica (Pd)	8,400	1,7258	20,545	Pa
Massa Específica (ρ)	1,167	0,002096	0,179	kg/m ³
Temperatura (T)	299,450	0,5	0,166	K
Velocidade Manômetro Eletrônico (VME)	3,795	0,39	10,277	m/s
Velocidade Manômetro Inclinado (VMI)	3,943	0,0427	1,083	m/s

Na sequência são feitos os mesmos procedimentos para as frequências de 30, 40 e 50 Hz, estando os valores utilizados e as suas respectivas incertezas descritas da Tabela A.4 até a Tabela A.12.

Tabela A.4 – Leituras do perfil de velocidades para 30 Hz

Perfil - 30 Hz	Leitura	Resolução	Unidades
Termômetro (<i>TC</i>)	26,3	±0,5	°C
Barômetro (<i>P</i>)	752,2	±0,5	mmHg
Manômetro Inclinado (<i>MI</i>)	2,185	±0,02	mmCA
Multímetro Eletrônico (<i>ME</i>)	4,765	±0,07546	mA

Tabela A.5 – Incertezas de medição para o perfil de velocidades com 30 Hz

Incertezas - 30 Hz	Valores	Incerteza Absoluta (±)	Incerteza Relativa (%)	Unidades
Pressão Barométrica (<i>Pbar</i>)	100284,808	66,667	0,066	mmHg
Pressão Dinâmica (<i>Pd</i>)	19,125	1,8867	9,865	Pa
Massa Específica (<i>rho</i>)	1,167	0,002096	0,179	kg/m ³
Temperatura (<i>T</i>)	299,450	0,5	0,166	K
Velocidade Manômetro Eletrônico (<i>VME</i>)	5,726	0,283	4,942	m/s
Velocidade Manômetro Inclinado (<i>VMI</i>)	6,06	0,0278	0,458	m/s

Tabela A.6 – Leituras do perfil de velocidades para 40 Hz

Perfil - 40 Hz	Leitura	Resolução	Unidades
Termômetro (<i>TC</i>)	26,3	±0,5	°C
Barômetro (<i>P</i>)	752,2	±0,5	mmHg
Manômetro Inclinado (<i>MI</i>)	3,91	±0,02	mmCA
Multímetro Eletrônico (<i>ME</i>)	5,370	±0,08455	mA

Tabela A.7 – Incertezas de medição para o perfil de velocidades com 40 Hz

Incertezas - 40 Hz	Valores	Incerteza Absoluta (±)	Incerteza Relativa (%)	Unidades
Pressão Barométrica (<i>Pbar</i>)	100284,808	66,667	0,066	mmHg
Pressão Dinâmica (<i>Pd</i>)	34,250	2,113	6,172	Pa
Massa Específica (<i>rho</i>)	1,167	0,002096	0,179	kg/m ³
Temperatura (<i>T</i>)	299,450	0,5	0,166	K
Velocidade Manômetro Eletrônico (<i>VME</i>)	7,663	0,237	3,093	m/s
Velocidade Manômetro Inclinado (<i>VMI</i>)	8,107	0,022	0,271	m/s

Tabela A.8 – Leituras do perfil de velocidades para 50 Hz

Perfil - 50 Hz	Leitura	Resolução	Unidades
Termômetro (<i>TC</i>)	26,3	±0,5	°C
Barômetro (<i>P</i>)	752,2	±0,5	mmHg
Manômetro Inclinado (<i>MI</i>)	5,678	±0,02	mmCA
Multímetro Eletrônico (<i>ME</i>)	6,011	±0,09416	mA

Tabela A.9 – Incertezas de medição para o perfil de velocidades com 50 Hz

Incertezas - 50 Hz	Valores	Incerteza Absoluta (±)	Incerteza Relativa (%)	Unidades
Pressão Barométrica (<i>Pbar</i>)	100284,808	66,667	0,066	mmHg
Pressão Dinâmica (<i>Pd</i>)	50,275	2,354	4,682	Pa
Massa Específica (<i>rho</i>)	1,167	0,002096	0,179	kg/m ³
Temperatura (<i>T</i>)	299,450	0,5	0,166	K
Velocidade Manômetro Eletrônico (<i>VME</i>)	9,284	0,217	2,337	m/s
Velocidade Manômetro Inclinado (<i>VMI</i>)	9,770	0,0193	0,197	m/s

A.2 Incertezas de medição no torque estático das turbinas helicoidal e de duplo-estágio

Para as presentes medições, o procedimento é realizado do mesmo modo apresentado na Seção A.1. Desta vez as medições são feitas através de um torquímetro digital que apresenta uma resolução de $\pm(1,5\%+5D)$, com a incerteza absoluta sendo descrita através da Equação A.10, para N.cm.

$$INCERTEZA = [(Torque \cdot 1,5\%) + 0,05] \quad (A.10)$$

Assim, utilizando uma frequência de 40 Hz no túnel para comparação com os resultados numéricos apresentados, são feitos testes estáticos com ambas as turbinas com os ângulos de incidência de 0°, 30°, 45°, 60° e 90°. Primeiramente são apresentados os resultados da turbina helicoidal, e na sequência, os do rotor de duplo-estágio (Tabela A.10 até Tabela A.19). As medições são feitas numa temperatura de 28°C e pressão de 750 mmHg.

Tabela A.10 – Incertezas de medição para torque estático da turbina helicoidal com um ângulo de incidência de 0°

Incertezas - 0°	Valores	Incerteza Absoluta (\pm)	Incerteza Relativa (%)	Unidades
Pressão Barométrica (<i>Pbar</i>)	99991,5	66,66	0,067	mmHg
Massa Específica (<i>rho</i>)	1,15669	0,002069	0,178	kg/m ³
Torque Estático (<i>Test</i>)	2,033	0,0805	3,959	N.cm
Coefficiente de Torque Estático (<i>C_{Testático}</i>)	0,3501	0,02695	7,697	-

Tabela A.11 – Incertezas de medição para torque estático da turbina helicoidal com um ângulo de incidência de 30°

Incertezas - 30°	Valores	Incerteza Absoluta (\pm)	Incerteza Relativa (%)	Unidades
Pressão Barométrica (<i>Pbar</i>)	99991,5	66,66	0,067	mmHg
Massa Específica (<i>rho</i>)	1,15669	0,002069	0,178	kg/m ³
Torque Estático (<i>Test</i>)	2,1	0,0815	3,881	N.cm
Coefficiente de Torque Estático (<i>C_{Testático}</i>)	0,3616	0,02769	7,657	-

Tabela A.12 – Incertezas de medição para torque estático da turbina helicoidal com um ângulo de incidência de 45°

Incertezas - 45°	Valores	Incerteza Absoluta (\pm)	Incerteza Relativa (%)	Unidades
Pressão Barométrica (<i>Pbar</i>)	99991,5	66,66	0,067	mmHg
Massa Específica (<i>rho</i>)	1,15669	0,002069	0,178	kg/m ³
Torque Estático (<i>Test</i>)	1,9	0,0785	4,132	N.cm
Coefficiente de Torque Estático (<i>C_{Testático}</i>)	0,3271	0,02549	7,792	-

Tabela A.13 – Incertezas de medição para torque estático da turbina helicoidal com um ângulo de incidência de 60°

Incertezas - 60°	Valores	Incerteza Absoluta (\pm)	Incerteza Relativa (%)	Unidades
Pressão Barométrica (<i>Pbar</i>)	99991,5	66,66	0,067	mmHg
Massa Específica (<i>rho</i>)	1,15669	0,002069	0,178	kg/m ³
Torque Estático (<i>Test</i>)	1,767	0,0765	4,330	N.cm
Coefficiente de Torque Estático (<i>C_{Testático}</i>)	0,3042	0,02404	7,902	-

Tabela A.14 – Incertezas de medição para torque estático da turbina helicoidal com um ângulo de incidência de 90°

Incertezas - 90°	Valores	Incerteza Absoluta (\pm)	Incerteza Relativa (%)	Unidades
Pressão Barométrica (<i>Pbar</i>)	99991,5	66,66	0,067	mmHg
Massa Específica (<i>rho</i>)	1,15669	0,002069	0,178	kg/m ³
Torque Estático (<i>Test</i>)	2,133	0,082	3,844	N.cm
Coefficiente de Torque Estático (<i>C_{Testático}</i>)	0,3673	0,02806	7,639	-

Tabela A.15 – Incertezas de medição para torque estático da turbina de duplo-estágio com um ângulo de incidência de 0°

Incertezas - 0°	Valores	Incerteza Absoluta (\pm)	Incerteza Relativa (%)	Unidades
Pressão Barométrica (<i>Pbar</i>)	99991,5	66,66	0,067	mmHg
Massa Específica (<i>rho</i>)	1,15669	0,002069	0,178	kg/m ³
Torque Estático (<i>Test</i>)	1,733	0,0760	4,385	N.cm
Coefficiente de Torque Estático (<i>C_{Testático}</i>)	0,2984	0,02367	7,932	-

Tabela A.16 – Incertezas de medição para torque estático da turbina de duplo-estágio com um ângulo de incidência de 30°

Incertezas - 30°	Valores	Incerteza Absoluta (\pm)	Incerteza Relativa (%)	Unidades
Pressão Barométrica (<i>Pbar</i>)	99991,5	66,66	0,067	mmHg
Massa Específica (<i>rho</i>)	1,15669	0,002069	0,178	kg/m ³
Torque Estático (<i>Test</i>)	2,067	0,0810	3,919	N.cm
Coefficiente de Torque Estático (<i>C_{Testático}</i>)	0,3558	0,02733	7,681	-

Tabela A.17 – Incertezas de medição para torque estático da turbina de duplo-estágio com um ângulo de incidência de 45°

Incertezas - 45°	Valores	Incerteza Absoluta (\pm)	Incerteza Relativa (%)	Unidades
Pressão Barométrica (<i>Pbar</i>)	99991,5	66,66	0,067	mmHg
Massa Específica (<i>rho</i>)	1,15669	0,002069	0,178	kg/m ³
Torque Estático (<i>Test</i>)	2,1	0,0815	3,881	N.cm
Coefficiente de Torque Estático (<i>C_{Testático}</i>)	0,3616	0,02769	7,657	-

Tabela A.18 – Incertezas de medição para torque estático da turbina de duplo-estágio com um ângulo de incidência de 60°

Incertezas – 60°	Valores	Incerteza Absoluta (\pm)	Incerteza Relativa (%)	Unidades
Pressão Barométrica (<i>Pbar</i>)	99991,5	66,66	0,067	mmHg
Massa Específica (<i>rho</i>)	1,15669	0,002069	0,178	kg/m ³
Torque Estático (<i>Test</i>)	2,133	0,0820	3,844	N.cm
Coefficiente de Torque Estático (<i>C_{Testático}</i>)	0,3673	0,02806	7,639	-

Tabela A.19 – Incertezas de medição para torque estático da turbina de duplo-estágio com um ângulo de incidência de 90°

Incertezas - 90°	Valores	Incerteza Absoluta (\pm)	Incerteza Relativa (%)	Unidades
Pressão Barométrica (<i>Pbar</i>)	99991,5	66,66	0,067	mmHg
Massa Específica (<i>rho</i>)	1,15669	0,002069	0,178	kg/m ³
Torque Estático (<i>Test</i>)	1,633	0,0745	4,562	N.cm
Coefficiente de Torque Estático (<i>C_{Testático}</i>)	0,2812	0,02259	8,033	-

A.3 Incertezas de medição na rotação e torque dinâmico das turbinas helicoidal e de duplo-estágio

As medições do torque dinâmico envolvem mais uma série de equipamentos, conforme descrito nos Capítulos 3 e 4 do presente trabalho. Estes aparelhos com suas respectivas resoluções e unidades são apresentados na Tabela A.20.

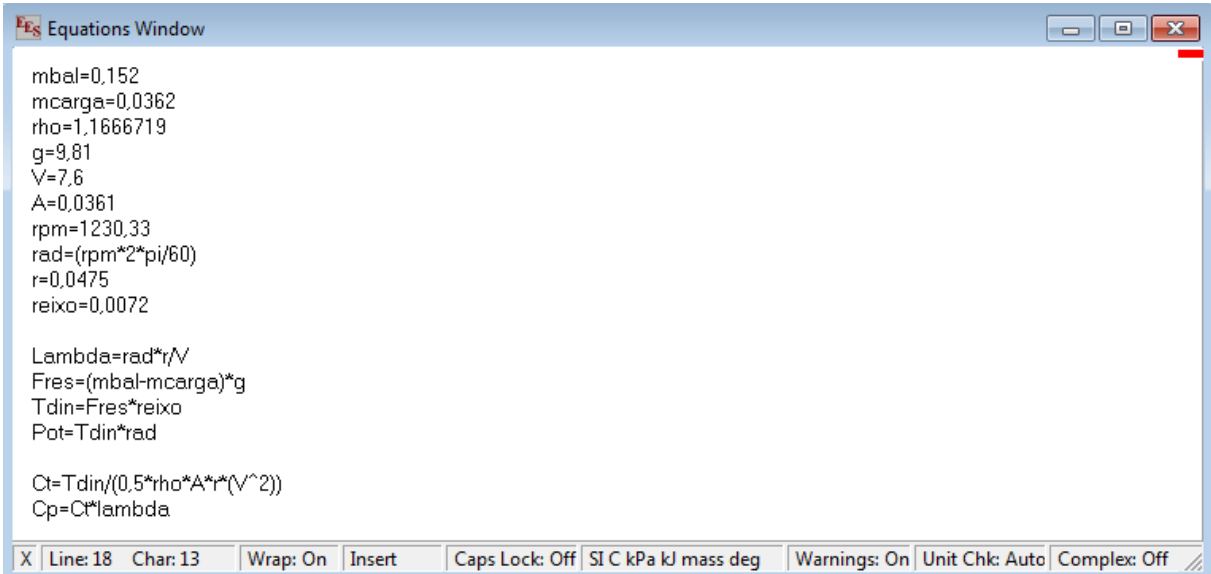
Tabela A.20 – Equipamentos utilizados para medição do torque dinâmico e rotação

Equipamento	Resolução	Unidade
Balança de Gancho	$\pm 0,005$	kg
Balança de Carga	$\pm 0,0001$	kg
Rotações por Minuto	$\pm 0,05\% + 1D$	rpm
Paquímetro	$\pm 0,1$	mm

Para a medição da rotação ocorre um fato semelhante ao que acontece com o torquímetro estático, sendo a incerteza do foto tacômetro calculada através da Equação A.11, para rpm.

$$INCRTEZA = [(rpm \cdot 0,05\%) + 0,1] \quad (A.11)$$

As medições são feitas também para uma frequência de 40 Hz, como comparativo com os resultados numéricos, e para velocidades de ponta de pá de 0,2, 0,35, 0,5, 0,65 e 0,8 para a turbina helicoidal e de 0,2, 0,35, 0,5 e 0,65 para a turbina de duplo estágio. Os testes no túnel aerodinâmico são realizados para uma temperatura de 26 °C e pressão de 751 mmHg. Os valores e equações adicionados ao *software* matemático estão representados na Figura A.5. Os valores utilizados e calculados estão representados nas Tabelas A.21 a A.38.



```

mbal=0,152
mcarga=0,0362
rho=1,1666719
g=9,81
V=7,6
A=0,0361
rpm=1230,33
rad=(rpm*2*pi/60)
r=0,0475
reixo=0,0072

Lambda=rad*r/V
Fres=(mbal-mcarga)*g
Tdin=Fres*reixo
Pot=Tdin*rad

Ct=Tdin/(0,5*rho*A*(V^2))
Cp=Ct*lambda
  
```

Figura A.5 – Dados utilizados no *software* computacional

Tabela A.21 – Leituras para determinação de torque dinâmico e rotação da turbina helicoidal para um λ de 0,8

Torque Dinâmico ($\lambda = 0,8$)	Leitura	Resolução	Unidades
Balança de Gancho	152	± 5	g
Balança de Carga	36,2	$\pm 0,1$	g
Rotações por Minuto	1230,33	$\pm 0,05\% + 1D$	rpm
Paquímetro	7,2	$\pm 0,1$	mm

Tabela A.22 – Incertezas de medição para torque dinâmico e rotação da turbina helicoidal para um λ de 0,8

Incertezas - Torque Dinâmico ($\lambda = 0,8$)	Valores	Incerteza Absoluta (\pm)	Incerteza Relativa (%)	Unidades
Pressão Barométrica (<i>Pbar</i>)	100284,808	66,66	0,066	mmHg
Massa Específica (<i>rho</i>)	1,1666719	0,002096	0,179	kg/m ³
Radianos Por Segundo (<i>rads</i>)	128,8	0,07489	0,058	rad/s
Razão de velocidade de ponta (<i>Lambda</i>)	0,7986	0,02477	3,101	-
Força Resultante (<i>Fres</i>)	1,136	0,04906	4,318	N
Torque Dinâmico (<i>Tdin</i>)	0,008179	0,000371	4,536	N.m
Potência (<i>Pot</i>)	1,054	0,04781	4,536	W
Coefficiente de Torque (<i>CT</i>)	0,145	0,0112	7,724	-
Coefficiente de Potência (<i>CP</i>)	0,117	0,00960	8,210	-

Tabela A.23 – Leituras para determinação de torque dinâmico e rotação da turbina helicoidal para um λ de 0,65

Torque Dinâmico ($\lambda = 0,65$)	Leitura	Resolução	Unidades
Balança de Gancho	210	± 5	g
Balança de Carga	49	$\pm 0,1$	g
Rotações por Minuto	1001,33	$\pm 0,05\% + 1D$	rpm
Paquímetro	7,2	$\pm 0,1$	mm

Tabela A.24 – Incertezas de medição para torque dinâmico e rotação da turbina helicoidal para um λ de 0,65

Incertezas - Torque Dinâmico ($\lambda = 0,65$)	Valores	Incerteza Absoluta (\pm)	Incerteza Relativa (%)	Unidades
Pressão Barométrica (<i>Pbar</i>)	100284,808	66,66	0,066	mmHg
Massa Específica (<i>rho</i>)	1,1666719	0,002096	0,179	kg/m ³
Radianos Por Segundo (<i>rads</i>)	104,9	0,06289	0,059	rad/s
Razão de velocidade de ponta (<i>Lambda</i>)	0,65	0,02016	3,101	-
Força Resultante (<i>Fres</i>)	1,579	0,04906	3,107	N
Torque Dinâmico (<i>Tdin</i>)	0,01137	0,0003869	3,402	N.m
Potência (<i>Pot</i>)	1,192	0,04058	3,404	W
Coefficiente de Torque (<i>CT</i>)	0,196	0,0144	7,346	-
Coefficiente de Potência (<i>CP</i>)	0,128	0,0101	7,945	-

Tabela A.25 – Leituras para determinação de torque dinâmico e rotação da turbina helicoidal para um λ de 0,5

Torque Dinâmico ($\lambda = 0,5$)	Leitura	Resolução	Unidades
Balança de Gancho	242	± 5	g
Balança de Carga	57,6	$\pm 0,1$	g
Rotações por Minuto	776,33	$\pm 0,05\% + 1D$	rpm
Paquímetro	7,2	$\pm 0,1$	mm

Tabela A.26 – Incertezas de medição para torque dinâmico e rotação da turbina helicoidal para um λ de 0,5

Incertezas - Torque Dinâmico ($\lambda = 0,5$)	Valores	Incerteza Absoluta (\pm)	Incerteza Relativa (%)	Unidades
Pressão Barométrica (<i>Pbar</i>)	100284,808	66,66	0,066	mmHg
Massa Específica (<i>rho</i>)	1,1666719	0,002096	0,179	kg/m ³
Radianos Por Segundo (<i>rads</i>)	81,3	0,05111	0,062	rad/s
Razão de velocidade de ponta (<i>Lambda</i>)	0,5039	0,01563	3,101	-
Força Resultante (<i>Fres</i>)	1,809	0,04906	2,711	N
Torque Dinâmico (<i>Tdin</i>)	0,01302	0,0003969	3,048	N.m
Potência (<i>Pot</i>)	1,059	0,03227	3,047	W
Coefficiente de Torque (<i>CT</i>)	0,224	0,01614	7,205	-
Coefficiente de Potência (<i>CP</i>)	0,114	0,00886	7,773	-

Tabela A.27 – Leituras para determinação de torque dinâmico e rotação da turbina helicoidal para um λ de 0,35

Torque Dinâmico ($\lambda = 0,35$)	Leitura	Resolução	Unidades
Balança de Gancho	283,3	± 5	g
Balança de Carga	69,8	$\pm 0,1$	g
Rotações por Minuto	532,33	$\pm 0,05\% + 1D$	rpm
Paquímetro	7,2	$\pm 0,1$	mm

Tabela A.28 – Incertezas de medição para torque dinâmico e rotação da turbina helicoidal para um λ de 0,35

Incertezas - Torque Dinâmico ($\lambda = 0,35$)	Valores	Incerteza Absoluta (\pm)	Incerteza Relativa (%)	Unidades
Pressão Barométrica (<i>Pbar</i>)	100284,808	66,66	0,066	mmHg
Massa Específica (<i>rho</i>)	1,1666719	0,002096	0,179	kg/m ³
Radianos Por Segundo (<i>rads</i>)	55,75	0,03834	0,068	rad/s
Razão de velocidade de ponta (<i>Lambda</i>)	0,3455	0,01072	3,102	-
Força Resultante (<i>Fres</i>)	2,094	0,04906	2,342	N
Torque Dinâmico (<i>Tdin</i>)	0,01508	0,0004107	2,723	N.m
Potência (<i>Pot</i>)	0,8406	0,0229	2,724	W
Coefficiente de Torque (<i>CT</i>)	0,260	0,01835	7,057	-
Coefficiente de Potência (<i>CP</i>)	0,09	0,00692	7,698	-

Tabela A.29 – Leituras para determinação de torque dinâmico e rotação da turbina helicoidal para um λ de 0,2

Torque Dinâmico ($\lambda = 0,2$)	Leitura	Resolução	Unidades
Balança de Gancho	355	± 5	g
Balança de Carga	82,3	$\pm 0,1$	g
Rotações por Minuto	310	$\pm 0,05\% + 1D$	rpm
Paquímetro	7,2	$\pm 0,1$	mm

Tabela A.30 – Incertezas de medição para torque dinâmico e rotação da turbina helicoidal para um λ de 0,2

Incertezas - Torque Dinâmico ($\lambda = 0,2$)	Valores	Incerteza Absoluta (\pm)	Incerteza Relativa (%)	Unidades
Pressão Barométrica (<i>Pbar</i>)	100284,808	66,66	0,066	mmHg
Massa Específica (<i>rho</i>)	1,1666719	0,002096	0,179	kg/m ³
Radianos Por Segundo (<i>rads</i>)	32,46	0,0267	0,082	rad/s
Razão de velocidade de ponta (<i>Lambda</i>)	0,2012	0,006242	3,102	-
Força Resultante (<i>Fres</i>)	2,675	0,04906	1,834	N
Torque Dinâmico (<i>Tdin</i>)	0,01926	0,0004431	2,300	N.m
Potência (<i>Pot</i>)	0,6253	0,01439	2,301	W
Coefficiente de Torque (<i>CT</i>)	0,332	0,02292	6,903	-
Coefficiente de Potência (<i>CP</i>)	0,067	0,00506	7,552	-

Tabela A.31 – Leituras para determinação de torque dinâmico e rotação da turbina de duplo-estágio para um λ de 0,65

Torque Dinâmico ($\lambda = 0,65$)	Leitura	Resolução	Unidades
Balança de Gancho	163,33	± 5	g
Balança de Carga	17,5	$\pm 0,1$	g
Rotações por Minuto	1004	$\pm 0,05\% + 1D$	rpm
Paquímetro	7,2	$\pm 0,1$	mm

Tabela A.32 – Incertezas de medição para torque dinâmico e rotação da turbina de duplo-estágio para um λ de 0,65

Incertezas - Torque Dinâmico ($\lambda = 0,65$)	Valores	Incerteza Absoluta (\pm)	Incerteza Relativa (%)	Unidades
Pressão Barométrica (P_{bar})	100284,808	66,66	0,066	mmHg
Massa Específica (ρ)	1,1666719	0,002096	0,179	kg/m ³
Radianos Por Segundo ($rads$)	105,1	0,06304	0,059	rad/s
Razão de velocidade de ponta (Λ)	0,6517	0,02021	3,101	-
Força Resultante (F_{res})	1,43	0,04906	3,430	N
Torque Dinâmico (T_{din})	0,0103	0,0003811	3,7	N.m
Potência (Pot)	1,083	0,04007	3,699	W
Coefficiente de Torque (C_T)	0,177	0,01330	7,514	-
Coefficiente de Potência (C_P)	0,117	0,00938	8,024	-

Tabela A.33 – Leituras para determinação de torque dinâmico e rotação da turbina de duplo-estágio para um λ de 0,5

Torque Dinâmico ($\lambda = 0,5$)	Leitura	Resolução	Unidades
Balança de Gancho	198,3	± 5	g
Balança de Carga	25,3	$\pm 0,1$	g
Rotações por Minuto	770,667	$\pm 0,05\% + 1D$	rpm
Paquímetro	7,2	$\pm 0,1$	mm

Tabela A.34 – Incertezas de medição para torque dinâmico e rotação da turbina de duplo-estágio para um λ de 0,5

Incertezas - Torque Dinâmico ($\lambda = 0,5$)	Valores	Incerteza Absoluta (\pm)	Incerteza Relativa (%)	Unidades
Pressão Barométrica (<i>Pbar</i>)	100284,808	66,66	0,066	mmHg
Massa Específica (<i>rho</i>)	1,1666719	0,002096	0,179	kg/m ³
Radianos Por Segundo (<i>rads</i>)	80,7	0,05079	0,062	rad/s
Razão de velocidade de ponta (<i>Lambda</i>)	0,5003	0,01551	3,100	-
Força Resultante (<i>Fres</i>)	1,697	0,04906	2,890	N
Torque Dinâmico (<i>Tdin</i>)	0,0122	0,0003919	3,212	N.m
Potência (<i>Pot</i>)	0,9862	0,03163	3,207	W
Coefficiente de Torque (<i>CT</i>)	0,210	0,01527	7,271	-
Coefficiente de Potência (<i>CP</i>)	0,106	0,00831	7,842	-

Tabela A.35 – Leituras para determinação de torque dinâmico e rotação da turbina de duplo-estágio para um λ de 0,35

Torque Dinâmico ($\lambda = 0,35$)	Leitura	Resolução	Unidades
Balança de Gancho	256,6	± 5	g
Balança de Carga	37,8	$\pm 0,1$	g
Rotações por Minuto	529,667	$\pm 0,05\% + 1D$	rpm
Paquímetro	7,2	$\pm 0,1$	mm

Tabela A.36 – Incertezas de medição para torque dinâmico e rotação da turbina de duplo-estágio para um λ de 0,35

Incertezas - Torque Dinâmico ($\lambda = 0,35$)	Valores	Incerteza Absoluta (\pm)	Incerteza Relativa (%)	Unidades
Pressão Barométrica (<i>Pbar</i>)	100284,808	66,66	0,066	mmHg
Massa Específica (<i>rho</i>)	1,1666719	0,002096	0,179	kg/m ³
Radianos Por Segundo (<i>rads</i>)	55,43	0,0382	0,068	rad/s
Razão de velocidade de ponta (<i>Lambda</i>)	0,3438	0,01066	3,100	-
Força Resultante (<i>Fres</i>)	2,146	0,04906	2,286	N
Torque Dinâmico (<i>Tdin</i>)	0,01545	0,0004133	2,675	N.m
Potência (<i>Pot</i>)	0,8572	0,02293	2,674	W
Coefficiente de Torque (<i>CT</i>)	0,266	0,01875	7,048	-
Coefficiente de Potência (<i>CP</i>)	0,092	0,00704	7,660	-

Tabela A.37 – Leituras para determinação de torque dinâmico e rotação da turbina de duplo-estágio para um λ de 0,2

Torque Dinâmico ($\lambda = 0,2$)	Leitura	Resolução	Unidades
Balança de Gancho	295	± 5	g
Balança de Carga	49,3	$\pm 0,1$	g
Rotações por Minuto	318	$\pm 0,05\% + 1D$	rpm
Paquímetro	7,2	$\pm 0,1$	mm

Tabela A.38 – Incertezas de medição para torque dinâmico e rotação da turbina de duplo-estágio para um λ de 0,2

Incetezas - Torque Dinâmico ($\lambda = 0,2$)	Valores	Inceteza Absoluta (\pm)	Inceteza Relativa (%)	Unidades
Pressão Barométrica (<i>Pbar</i>)	100284,808	66,66	0,066	mmHg
Massa Específica (<i>rho</i>)	1,1666719	0,002096	0,179	kg/m ³
Radianos Por Segundo (<i>rads</i>)	33,33	0,02712	0,081	rad/s
Razão de velocidade de ponta (<i>Lambda</i>)	0,2064	0,006403	3,102	-
Força Resultante (<i>Fres</i>)	2,41	0,04906	2,035	N
Torque Dinâmico (<i>Tdin</i>)	0,01735	0,0004276	2,464	N.m
Potência (<i>Pot</i>)	0,5779	0,01425	2,465	W
Coeficiente de Torque (<i>CT</i>)	0,299	0,02082	6,963	-
Coeficiente de Potência (<i>CP</i>)	0,062	0,00470	7,593	-

APÊNDICE B – Perfil de velocidades do túnel aerodinâmico

Em busca de melhores resultados experimentais, buscou-se aprimorar a qualidade do túnel aerodinâmico Professor Debi Pada Sadhu, do Laboratório de Mecânica dos Fluidos da UFRGS. Anteriormente, o túnel apresentava uma seção totalmente quadrada em toda a sua extensão. O túnel funciona por sucção e seu perfil pode ser visto na Figura B.1. Devido a sua seção ser quadrada por toda a extensão, o perfil de velocidades transversal apresentava variação ao longo dos pontos medidos.



Figura B.1 – Túnel aerodinâmico sem o bocal [adaptado de Luz, 2013]

Em busca de melhorias, foi sugerida a criação de um bocal para o túnel, onde sua geometria foi calculada através de uma forma polinomial de quinta ordem, descrita na Equação B.1.

$$Y(X') = H_i - (H_i - H_e) \left[6(X')^5 - 15(X')^4 + 10(X')^3 \right] \quad (\text{B.1})$$

onde H_i [m] e H_e [m] são as alturas da contração na entrada e na saída, X' [adimensional] a distância no eixo X a partir da entrada da contração até sua saída e $Y(X')$ [m] a coordenada de Y em função de X' .

Na Figura B.2 é possível ver o desenho do bocal projetado através do *software* de CAD 3D, o qual foi utilizado como base para a fabricação. Posteriormente sua construção foi feita por laminação de fibra de vidro.

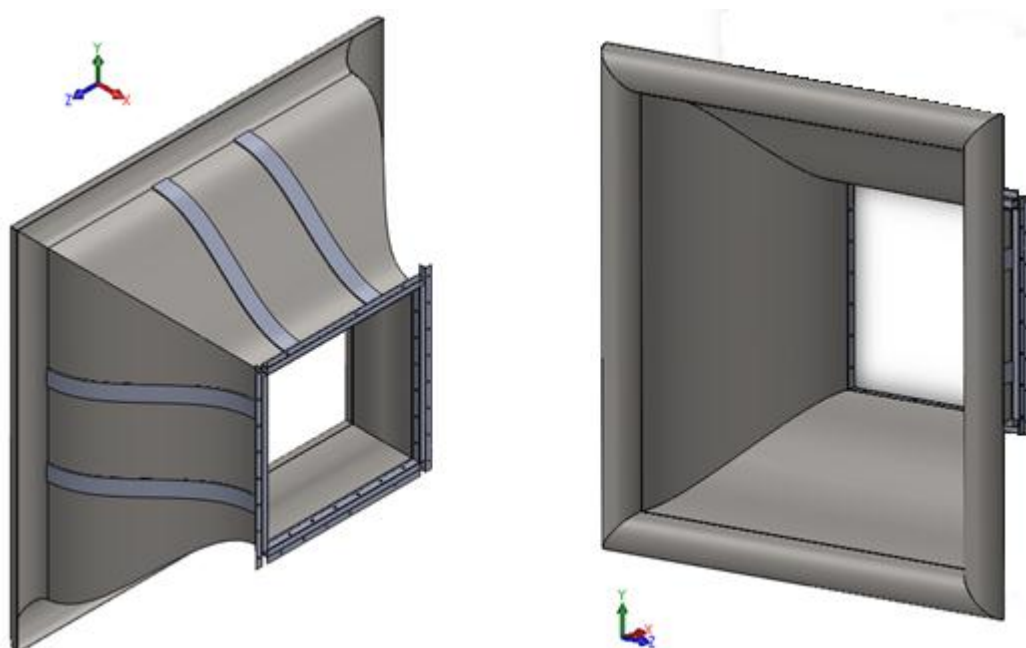


Figura B.2 – Projeto do bocal feito através de *software*

Após a fabricação, o bocal foi instalado na região de entrada do túnel aerodinâmico, sendo acrescentada ainda uma tela de proteção. O túnel com o bocal instalado pode ser visto na Figura B.3.

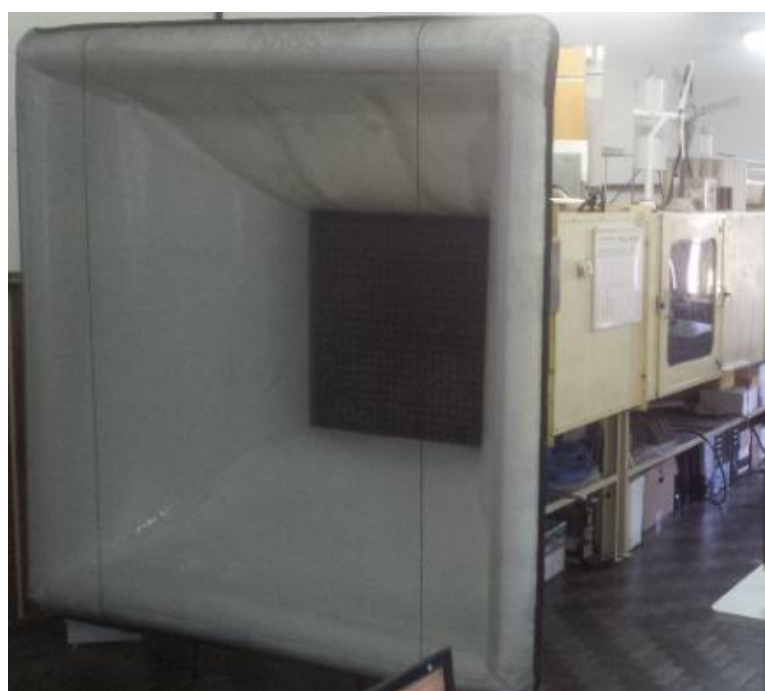


Figura B.3 – Bocal fabricado para o túnel

Para as medições do perfil de velocidades são considerados 24 pontos, sendo 16 na região mais interna da seção de testes e outros oito pontos numa distância de 10 cm da parede. Os pontos medidos podem ser vistos na Figura B.4.

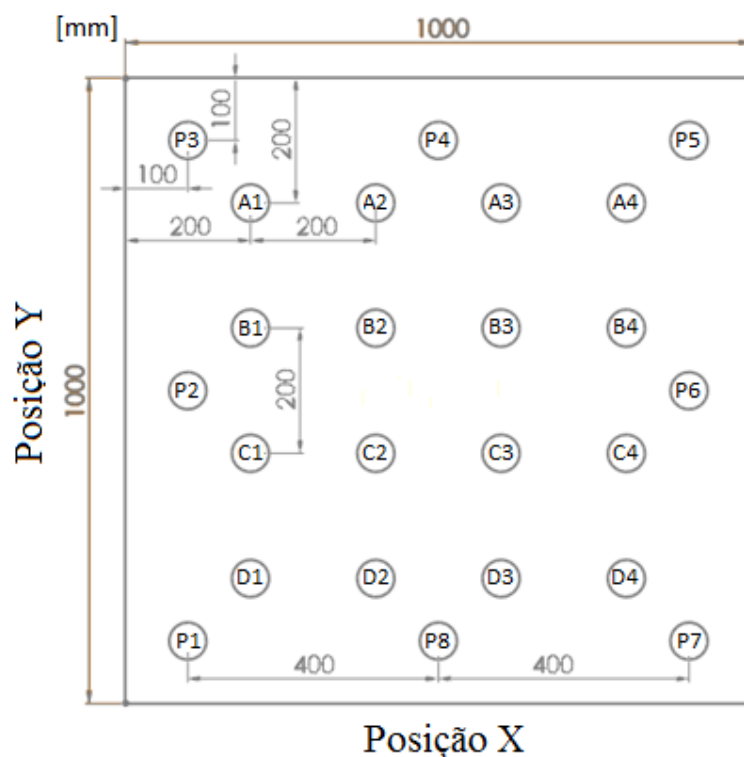


Figura B.4 – Pontos medidos na seção de testes do túnel

As medições dos pontos são realizadas com um tubo de Pitot conectado a um transdutor de pressão, que então é ligado a um manômetro eletrônico onde se obtém a resposta em forma de corrente elétrica, em mA. Foram realizadas 3 medições para cada ponto, totalizando 72 medições para cada frequência do inversor, sendo o inversor quem controla a velocidade do ventilador presente no túnel. Um segundo Pitot é posicionado na região central do túnel, em uma distância de 1 m a jusante da seção de testes. Este Pitot é conectado a um manômetro inclinado onde a resposta é obtida em mmca, e nele também são realizadas 72 medições para cada frequência medida. Os testes no túnel foram feitos para as frequências do inversor de 20, 30, 40 e 50 Hz, onde foi possível ver uma melhora no perfil. Os valores medidos para as variadas frequências podem ser vistos da Tabela B.1 até a Tabela B.8.

Tabela B.1 – Medições feitas para os pontos de A a D para uma frequência de 20 Hz

Pontos	A1			A2			A3			A4		
Medidas	1	2	3	1	2	3	1	2	3	1	2	3
Manômetro Inclinado (mmCA)	0,95	0,95	1	0,9	0,9	0,9	0,9	0,95	0,9	0,9	0,9	0,95
Corrente (i)	4,327	4,331	4,33	4,332	4,33	4,331	4,311	4,312	4,309	4,314	4,315	4,315
Manômetro Eletrônico (Pa)	8,175	8,275	8,25	8,3	8,25	8,275	7,775	7,8	7,725	7,85	7,875	7,875
Velocidade - Manôm. Incl. (m/s)	3,99	3,99	4,10	3,89	3,89	3,89	3,89	4,00	3,89	3,89	3,89	4,00
Velocidade - Manôm. Eletr. (m/s)	3,74	3,76	3,76	3,77	3,76	3,77	3,65	3,66	3,64	3,67	3,68	3,68

Pontos	B1			B2			B3			B4		
Medidas	1	2	3	1	2	3	1	2	3	1	2	3
Manômetro Inclinado (mmCA)	0,9	0,95	0,9	0,9	0,95	0,95	0,95	0,9	0,9	0,9	0,9	0,95
Corrente (i)	4,323	4,314	4,325	4,327	4,328	4,329	4,321	4,325	4,326	4,305	4,302	4,302
Manômetro Eletrônico (Pa)	8,075	7,85	8,125	8,175	8,2	8,225	8,025	8,125	8,15	7,625	7,55	7,55
Velocidade - Manôm. Incl. (m/s)	3,89	3,99	3,89	3,89	4,00	4,00	4,00	3,89	3,89	3,89	3,89	4,00
Velocidade - Manôm. Eletr. (m/s)	3,72	3,66	3,73	3,75	3,75	3,76	3,71	3,73	3,74	3,62	3,60	3,60

Pontos	C1			C2			C3			C4		
Medidas	1	2	3	1	2	3	1	2	3	1	2	3
Manômetro Inclinado (mmCA)	0,95	0,9	0,9	0,9	0,9	0,9	0,9	0,85	0,9	0,9	0,95	0,9
Corrente (i)	4,353	4,354	4,356	4,351	4,353	4,346	4,355	4,356	4,345	4,35	4,347	4,336
Manômetro Eletrônico (Pa)	8,825	8,85	8,9	8,775	8,825	8,65	8,875	8,9	8,625	8,75	8,675	8,4
Velocidade - Manôm. Incl. (m/s)	3,99	3,89	3,89	3,89	3,89	3,89	3,89	3,78	3,89	3,89	4,00	3,89
Velocidade - Manôm. Eletr. (m/s)	3,89	3,89	3,90	3,88	3,89	3,85	3,90	3,91	3,85	3,88	3,86	3,80

Pontos	D1			D2			D3			D4		
Medidas	1	2	3	1	2	3	1	2	3	1	2	3
Manômetro Inclinado (mmCA)	0,95	0,9	0,9	0,95	0,9	0,95	0,9	0,9	0,9	0,9	0,9	0,9
Corrente (i)	4,353	4,354	4,351	4,344	4,349	4,347	4,343	4,342	4,338	4,335	4,338	4,341
Manômetro Eletrônico (Pa)	8,825	8,85	8,775	8,6	8,725	8,675	8,575	8,55	8,45	8,375	8,45	8,525
Velocidade - Manôm. Incl. (m/s)	3,99	3,89	3,89	4,00	3,89	4,00	3,89	3,89	3,89	3,89	3,89	3,89
Velocidade - Manôm. Eletr. (m/s)	3,89	3,89	3,87	3,84	3,87	3,86	3,84	3,83	3,81	3,79	3,81	3,83

Tabela B.2 – Medições feitas para os pontos de A a D para uma frequência de 30 Hz

Pontos	A1			A2			A3			A4		
Medidas	1	2	3	1	2	3	1	2	3	1	2	3
Manômetro Inclinado (mmCA)	2,2	2,15	2,2	2,2	2,2	2,1	2,15	2,2	2,2	2,2	2,2	2,2
Corrente (i)	4,727	4,739	4,738	4,736	4,742	4,747	4,705	4,705	4,708	4,729	4,723	4,726
Manômetro Eletrônico (Pa)	18,175	18,475	18,45	18,4	18,55	18,675	17,625	17,625	17,7	18,225	18,075	18,15
Velocidade - Manôm. Incl. (m/s)	6,08	6,01	6,08	6,09	6,09	5,95	6,02	6,09	6,09	6,09	6,09	6,09
Velocidade - Manôm. Eletr. (m/s)	5,58	5,62	5,62	5,62	5,64	5,66	5,50	5,50	5,51	5,59	5,57	5,58

Pontos	B1			B2			B3			B4		
Medidas	1	2	3	1	2	3	1	2	3	1	2	3
Manômetro Inclinado (mmCA)	2,15	2,2	2,2	2,2	2,1	2,15	2,1	2,1	2,2	2,2	2,2	2,2
Corrente (i)	4,709	4,712	4,725	4,728	4,736	4,738	4,722	4,723	4,734	4,73	4,735	4,729
Manômetro Eletrônico (Pa)	17,725	17,8	18,125	18,2	18,4	18,45	18,05	18,075	18,35	18,25	18,375	18,225
Velocidade - Manôm. Incl. (m/s)	6,01	6,08	6,08	6,09	5,95	6,02	5,95	5,95	6,09	6,09	6,09	6,09
Velocidade - Manôm. Eletr. (m/s)	5,51	5,52	5,57	5,59	5,62	5,63	5,57	5,57	5,61	5,60	5,62	5,59

Pontos	C1			C2			C3			C4		
Medidas	1	2	3	1	2	3	1	2	3	1	2	3
Manômetro Inclinado (mmCA)	2,15	2,15	2,2	2,15	2,2	2,15	2,15	2,2	2,2	2,15	2,15	2,2
Corrente (i)	4,808	4,803	4,795	4,806	4,8	4,797	4,776	4,779	4,78	4,77	4,787	4,785
Manômetro Eletrônico (Pa)	20,2	20,075	19,875	20,15	20	19,925	19,4	19,475	19,5	19,25	19,675	19,625
Velocidade - Manôm. Incl. (m/s)	6,01	6,01	6,08	6,02	6,09	6,02	6,02	6,09	6,09	6,02	6,02	6,09
Velocidade - Manôm. Eletr. (m/s)	5,88	5,86	5,83	5,88	5,86	5,85	5,77	5,78	5,79	5,75	5,81	5,80

Pontos	D1			D2			D3			D4		
Medidas	1	2	3	1	2	3	1	2	3	1	2	3
Manômetro Inclinado (mmCA)	2,1	2,2	2,15	2,2	2,2	2,2	2,2	2,2	2,2	2,2	2,2	2,2
Corrente (i)	4,803	4,809	4,813	4,799	4,802	4,807	4,774	4,776	4,785	4,752	4,763	4,771
Manômetro Eletrônico (Pa)	20,075	20,225	20,325	19,975	20,05	20,175	19,35	19,4	19,625	18,8	19,075	19,275
Velocidade - Manôm. Incl. (m/s)	5,94	6,08	6,01	6,09	6,09	6,09	6,09	6,09	6,09	6,09	6,09	6,09
Velocidade - Manôm. Eletr. (m/s)	5,86	5,88	5,90	5,86	5,87	5,89	5,76	5,77	5,80	5,68	5,72	5,75

Tabela B.3 – Medições feitas para os pontos de A a D para uma frequência de 40 Hz

Pontos	A1			A2			A3			A4		
	1	2	3	1	2	3	1	2	3	1	2	3
Medidas												
Manômetro Inclinado (mmCA)	3,95	3,9	3,95	3,9	3,95	3,9	3,9	3,85	3,9	3,9	3,95	3,95
Corrente (i)	5,279	5,268	5,248	5,325	5,333	5,341	5,258	5,266	5,265	5,289	5,284	5,281
Manômetro Eletrônico (Pa)	31,975	31,7	31,2	33,125	33,325	33,525	31,45	31,65	31,625	32,225	32,1	32,025
Velocidade - Manôm. Incl. (m/s)	8,14	8,09	8,14	8,10	8,15	8,10	8,10	8,05	8,10	8,10	8,15	8,15
Velocidade - Manôm. Eletr. (m/s)	7,40	7,36	7,31	7,54	7,56	7,59	7,35	7,37	7,37	7,44	7,42	7,41

Pontos	B1			B2			B3			B4		
	1	2	3	1	2	3	1	2	3	1	2	3
Medidas												
Manômetro Inclinado (mmCA)	3,8	3,85	3,85	3,9	3,9	3,95	3,85	3,8	3,9	3,9	3,95	3,9
Corrente (i)	5,244	5,237	5,234	5,335	5,329	5,32	5,291	5,303	5,295	5,264	5,29	5,295
Manômetro Eletrônico (Pa)	31,1	30,925	30,85	33,375	33,225	33	32,275	32,575	32,375	31,6	32,25	32,375
Velocidade - Manôm. Incl. (m/s)	7,98	8,04	8,04	8,10	8,10	8,15	8,05	8,00	8,10	8,10	8,15	8,10
Velocidade - Manôm. Eletr. (m/s)	7,29	7,27	7,27	7,57	7,55	7,53	7,44	7,48	7,46	7,37	7,44	7,46

Pontos	C1			C2			C3			C4		
	1	2	3	1	2	3	1	2	3	1	2	3
Medidas												
Manômetro Inclinado (mmCA)	3,9	3,85	3,9	3,9	3,9	4	3,95	4	4	3,9	3,9	4
Corrente (i)	5,451	5,43	5,459	5,425	5,432	5,445	5,426	5,417	5,406	5,433	5,418	5,402
Manômetro Eletrônico (Pa)	36,275	35,75	36,475	35,625	35,8	36,125	35,65	35,425	35,15	35,825	35,45	35,05
Velocidade - Manôm. Incl. (m/s)	8,09	8,04	8,09	8,10	8,10	8,21	8,15	8,21	8,21	8,10	8,10	8,21
Velocidade - Manôm. Eletr. (m/s)	7,88	7,82	7,90	7,82	7,84	7,88	7,82	7,80	7,77	7,84	7,80	7,76

Pontos	D1			D2			D3			D4		
	1	2	3	1	2	3	1	2	3	1	2	3
Medidas												
Manômetro Inclinado (mmCA)	3,9	3,85	3,85	3,9	3,9	3,95	3,95	3,9	3,85	3,9	3,85	3,85
Corrente (i)	5,426	5,437	5,452	5,438	5,425	5,428	5,412	5,422	5,414	5,362	5,356	5,366
Manômetro Eletrônico (Pa)	35,65	35,925	36,3	35,95	35,625	35,7	35,3	35,55	35,35	34,05	33,9	34,15
Velocidade - Manôm. Incl. (m/s)	8,09	8,04	8,04	8,10	8,10	8,15	8,15	8,10	8,05	8,10	8,05	8,05
Velocidade - Manôm. Eletr. (m/s)	7,81	7,84	7,88	7,86	7,82	7,83	7,78	7,81	7,79	7,65	7,63	7,66

Tabela B.4 – Medições feitas para os pontos de A a D para uma frequência de 50 Hz

Pontos	A1			A2			A3			A4		
Medidas	1	2	3	1	2	3	1	2	3	1	2	3
Manômetro Inclinado (mmCA)	5,6	5,6	5,7	5,7	5,7	5,65	5,7	5,7	5,75	5,75	5,7	5,75
Corrente (i)	5,941	5,936	5,97	5,951	5,944	5,957	5,846	5,875	5,89	5,912	5,908	5,906
Manômetro Eletrônico (Pa)	48,525	48,4	49,25	48,775	48,6	48,925	46,15	46,875	47,25	47,8	47,7	47,65
Velocidade - Manôm. Incl. (m/s)	9,69	9,69	9,78	9,80	9,80	9,75	9,80	9,80	9,84	9,84	9,80	9,84
Velocidade - Manôm. Eletr. (m/s)	9,11	9,10	9,18	9,15	9,13	9,16	8,90	8,97	9,01	9,06	9,05	9,04

Pontos	B1			B2			B3			B4		
Medidas	1	2	3	1	2	3	1	2	3	1	2	3
Manômetro Inclinado (mmCA)	5,6	5,7	5,6	5,6	5,7	5,6	5,7	5,7	5,65	5,75	5,75	5,8
Corrente (i)	5,825	5,834	5,84	5,916	5,92	5,927	5,899	5,896	5,888	5,917	5,91	5,9
Manômetro Eletrônico (Pa)	45,625	45,85	46	47,9	48	48,175	47,475	47,4	47,2	47,925	47,75	47,5
Velocidade - Manôm. Incl. (m/s)	9,69	9,78	9,69	9,71	9,80	9,71	9,80	9,80	9,75	9,84	9,84	9,88
Velocidade - Manôm. Eletr. (m/s)	8,84	8,86	8,87	9,07	9,08	9,09	9,03	9,02	9,00	9,07	9,05	9,03

Pontos	C1			C2			C3			C4		
Medidas	1	2	3	1	2	3	1	2	3	1	2	3
Manômetro Inclinado (mmCA)	5,65	5,7	5,7	5,75	5,7	5,75	5,7	5,7	5,7	5,7	5,6	5,6
Corrente (i)	6,089	6,134	6,121	6,058	6,075	6,081	6,086	6,091	6,079	6,055	6,065	6,03
Manômetro Eletrônico (Pa)	52,225	53,35	53,025	51,45	51,875	52,025	52,15	52,275	51,975	51,375	51,625	50,75
Velocidade - Manôm. Incl. (m/s)	9,74	9,78	9,78	9,84	9,80	9,84	9,80	9,80	9,80	9,80	9,71	9,71
Velocidade - Manôm. Eletr. (m/s)	9,45	9,55	9,52	9,40	9,44	9,45	9,46	9,47	9,45	9,39	9,41	9,33

Pontos	D1			D2			D3			D4		
Medidas	1	2	3	1	2	3	1	2	3	1	2	3
Manômetro Inclinado (mmCA)	5,6	5,6	5,65	5,7	5,7	5,65	5,7	5,7	5,65	5,7	5,75	5,7
Corrente (i)	6,103	6,085	6,099	6,08	6,093	6,089	6,073	6,078	6,066	6,012	6,027	6,049
Manômetro Eletrônico (Pa)	52,575	52,125	52,475	52	52,325	52,225	51,825	51,95	51,65	50,3	50,675	51,225
Velocidade - Manôm. Incl. (m/s)	9,69	9,69	9,74	9,80	9,80	9,75	9,80	9,80	9,84	9,80	9,84	9,80
Velocidade - Manôm. Eletr. (m/s)	9,48	9,44	9,48	9,45	9,48	9,47	9,43	9,44	9,42	9,29	9,33	9,38

Tabela B.5 – Medições feitas para os pontos nas regiões próximas da parede (P) para uma frequência de 20 Hz

Pontos	P1			P2			P3			P4		
Medidas	1	2	3	1	2	3	1	2	3	1	2	3
Manômetro Inclinado (mmCA)	0,95	0,9	0,9	1	0,9	0,9	0,9	0,9	0,95	1	1	1
Corrente (i)	4,36	4,355	4,358	4,351	4,361	4,34	4,367	4,374	4,37	4,316	4,313	4,312
Manômetro Eletrônico (Pa)	9	8,875	8,95	8,775	9,025	8,5	9,175	9,35	9,25	7,9	7,825	7,8
Velocidade - Manôm. Incl. (m/s)	3,97	3,86	3,86	4,10	3,89	3,89	3,87	3,87	3,98	4,09	4,09	4,09
Velocidade - Manôm. Eletr. (m/s)	3,90	3,87	3,89	3,88	3,93	3,81	3,95	3,98	3,96	3,67	3,66	3,65

Pontos	P5			P6			P7			P8		
Medidas	1	2	3	1	2	3	1	2	3	1	2	3
Manômetro Inclinado (mmCA)	0,9	0,9	0,9	0,95	0,9	0,95	0,9	0,9	0,95	1	1	0,95
Corrente (i)	4,328	4,331	4,327	4,335	4,338	4,344	4,353	4,356	4,357	4,334	4,333	4,328
Manômetro Eletrônico (Pa)	8,2	8,275	8,175	8,375	8,45	8,6	8,825	8,9	8,925	8,35	8,325	8,2
Velocidade - Manôm. Incl. (m/s)	3,89	3,89	3,89	3,99	3,89	3,99	3,89	3,89	3,99	4,10	4,10	3,99
Velocidade - Manôm. Eletr. (m/s)	3,75	3,76	3,74	3,79	3,80	3,84	3,89	3,90	3,91	3,78	3,78	3,75

Tabela B.6 – Medições feitas para os pontos nas regiões próximas da parede (P) para uma frequência de 30 Hz

Pontos	P1			P2			P3			P4		
Medidas	1	2	3	1	2	3	1	2	3	1	2	3
Manômetro Inclinado (mmCA)	2,1	2,2	2,1	2,2	2,2	2,2	2,2	2,2	2,2	2,2	2,25	2,2
Corrente (i)	4,835	4,857	4,854	4,843	4,831	4,829	4,82	4,849	4,832	4,704	4,703	4,716
Manômetro Eletrônico (Pa)	20,875	21,425	21,35	21,075	20,775	20,725	20,5	21,225	20,8	17,6	17,575	17,9
Velocidade - Manôm. Incl. (m/s)	5,90	6,04	5,90	6,08	6,08	6,08	6,05	6,05	6,05	6,07	6,14	6,07
Velocidade - Manôm. Eletr. (m/s)	5,94	6,02	6,01	6,01	5,96	5,96	5,90	6,00	5,94	5,48	5,48	5,53

Pontos	P5			P6			P7			P8		
Medidas	1	2	3	1	2	3	1	2	3	1	2	3
Manômetro Inclinado (mmCA)	2,25	2,2	2,2	2,2	2,2	2,15	2,2	2,2	2,2	2,2	2,2	2,2
Corrente (i)	4,755	4,764	4,766	4,779	4,784	4,763	4,807	4,809	4,81	4,758	4,744	4,771
Manômetro Eletrônico (Pa)	18,875	19,1	19,15	19,475	19,6	19,075	20,175	20,225	20,25	18,95	18,6	19,275
Velocidade - Manôm. Incl. (m/s)	6,15	6,08	6,08	6,08	6,08	6,01	6,08	6,08	6,08	6,08	6,08	6,08
Velocidade - Manôm. Eletr. (m/s)	5,68	5,72	5,73	5,77	5,79	5,71	5,88	5,88	5,89	5,70	5,64	5,74

Tabela B.7 – Medições feitas para os pontos nas regiões próximas da parede (P) para uma frequência de 40 Hz

Pontos	P1			P2			P3			P4		
Medidas	1	2	3	1	2	3	1	2	3	1	2	3
Manômetro Inclinado (mmCA)	3,9	3,9	3,9	3,9	3,9	4	3,95	3,9	3,95	4	3,9	3,9
Corrente (i)	5,52	5,536	5,525	5,511	5,53	5,503	5,507	5,518	5,526	5,278	5,293	5,283
Manômetro Eletrônico (Pa)	38	38,4	38,125	37,775	38,25	37,575	37,675	37,95	38,15	31,95	32,325	32,075
Velocidade - Manôm. Incl. (m/s)	8,04	8,04	8,04	8,09	8,09	8,20	8,11	8,06	8,11	8,19	8,08	8,08
Velocidade - Manôm. Eletr. (m/s)	8,02	8,06	8,03	8,04	8,09	8,02	8,00	8,03	8,05	7,39	7,43	7,40

Pontos	P5			P6			P7			P8		
Medidas	1	2	3	1	2	3	1	2	3	1	2	3
Manômetro Inclinado (mmCA)	3,9	3,9	3,9	3,9	3,85	3,85	3,9	3,9	3,9	3,9	4	4
Corrente (i)	5,393	5,395	5,39	5,427	5,408	5,411	5,448	5,46	5,483	5,402	5,39	5,408
Manômetro Eletrônico (Pa)	34,825	34,875	34,75	35,675	35,2	35,275	36,2	36,5	37,075	35,05	34,75	35,2
Velocidade - Manôm. Incl. (m/s)	8,09	8,09	8,09	8,09	8,04	8,04	8,09	8,09	8,09	8,09	8,20	8,20
Velocidade - Manôm. Eletr. (m/s)	7,72	7,73	7,71	7,82	7,76	7,77	7,87	7,91	7,97	7,75	7,71	7,76

Tabela B.8 – Medições feitas para os pontos nas regiões próximas da parede (P) para uma frequência de 50 Hz

Pontos	P1			P2			P3			P4		
Medidas	1	2	3	1	2	3	1	2	3	1	2	3
Manômetro Inclinado (mmCA)	5,6	5,6	5,65	5,7	5,65	5,75	5,6	5,6	5,6	5,8	5,7	5,75
Corrente (i)	6,192	6,2	6,178	6,168	6,159	6,178	6,212	6,222	6,196	5,871	5,852	5,853
Manômetro Eletrônico (Pa)	54,8	55	54,45	54,2	53,975	54,45	55,3	55,55	54,9	46,775	46,3	46,325
Velocidade - Manôm. Incl. (m/s)	9,64	9,64	9,68	9,78	9,74	9,83	9,65	9,65	9,65	9,86	9,77	9,82
Velocidade - Manôm. Eletr. (m/s)	9,63	9,65	9,60	9,63	9,61	9,66	9,69	9,71	9,65	8,94	8,89	8,90

Pontos	P5			P6			P7			P8		
Medidas	1	2	3	1	2	3	1	2	3	1	2	3
Manômetro Inclinado (mmCA)	5,6	5,7	5,7	5,6	5,6	5,6	5,65	5,7	5,65	5,8	5,8	5,75
Corrente (i)	6,021	6,029	6,032	6,034	6,062	6,09	6,138	6,155	6,16	6,069	6,083	6,095
Manômetro Eletrônico (Pa)	50,525	50,725	50,8	50,85	51,55	52,25	53,45	53,875	54	51,725	52,075	52,375
Velocidade - Manôm. Incl. (m/s)	9,70	9,78	9,78	9,70	9,70	9,70	9,74	9,78	9,74	9,87	9,87	9,83
Velocidade - Manôm. Eletr. (m/s)	9,30	9,32	9,33	9,33	9,39	9,46	9,57	9,60	9,62	9,41	9,44	9,47

ANEXO A – Especificações do material utilizado na fabricação das turbinas

SINTERING

DuraForm® PA Plastic



DuraForm® PA Plastic is available in Natural color.

Durable polyamide (nylon) material for real-world physical testing and functional use.

Applications

- Complex, thin-wall ductwork
- Functional prototypes that approach end-use performance properties
- Appropriate for low- to mid-volume rapid manufacturing
- Medical applications requiring USP Class VI compliance, or biocompatibility
 - Motorsports
 - Aerospace
- Housing and enclosures
- Impellers and connectors
- Consumer sporting goods
- Vehicle dashboards and grilles
- Snap-fit designs
- Parts requiring machining or joining with adhesives

Features

- Excellent surface resolution and feature detail
- Easy-to-process
- Compliant with USP Class VI testing
- Compatible with autoclave sterilization
- Good chemical resistance and low moisture absorption

Benefits

- Nicely balanced mechanical properties and processability
- Build prototypes that withstand functional testing
- Produce durable end-use parts without tooling
- Create accurate and repeatable parts as demanded by manufacturers
- Machinable and paintable for demonstration parts



Automotive Center Dashboard



Figura C.1 – Especificações do material utilizado na fabricação das turbinas (1/2)

DuraForm® PA Plastic

For use with all selective laser sintering (SLS®) systems



Technical Data

General Properties

Measurement	Condition	Metric	U.S.
Specific Gravity	ASTM D792	1.00 g/cm ³	1.00 g/cm ³
Moisture Absorption - 24 hours	ASTM D570	0.07%	0.07%

Mechanical Properties

Measurement	Condition	Metric	U.S.
Tensile Strength, Yield	ASTM D638	N/A*	N/A*
Tensile Strength, Ultimate	ASTM D638	43 MPa	6237 psi
Tensile Modulus	ASTM D638	1586 MPa	230 ksi
Elongation at Yield	ASTM D638	N/A*	N/A*
Elongation at Break	ASTM D638	14%	14%
Flexural Strength, Yield	ASTM D790	N/A*	N/A*
Flexural Strength, Ultimate	ASTM D790	48 MPa	6962 psi
Flexural Modulus	ASTM D790	1387 MPa	201 ksi
Hardness, Shore D	ASTM D2240	73	73
Impact Strength (notched Izod, 23°C)	ASTM D256	32 J/m	0.6 ft-lb/in
Impact Strength (unnotched Izod, 23°C)	ASTM D256	336 J/m	6.3 ft-lb/in
Gardner Impact	ASTM D5420	2.7 J	2.0 ft-lb

Thermal Properties

Measurement	Condition	Metric	U.S.
Heat Deflection Temperature (HDT)	ASTM D648 @ 0.45 MPa	180 °C	356 °F
	@ 1.82 MPa	95 °C	203 °F
Coefficient of Thermal Expansion	ASTM E831 @ 0 - 50 °C	82.6 µm/m-°C	45.9 µin/in-°F
	@ 85 - 145 °C	179.2 µm/m-°C	99.6 µin/in-°F
Specific Heat Capacity	ASTM E1269	1.64 J/g-°C	0.392 BTU/lb-°F
Thermal Conductivity	ASTM E1225	0.70 W/m-K	4.86 BTU-in/hr-ft ² -°F
Flammability	UL 94	HB	HB

Electrical Properties

Measurement	Condition	Metric	U.S.
Volume Resistivity	ASTM D257	5.9 X 10 ¹³ ohm-cm	5.9 X 10 ¹³ ohm-cm
Surface Resistivity	ASTM D257	7.0 X 10 ¹³ ohm	7.0 X 10 ¹³ ohm
Dissipation Factor, 1 KHz	ASTM D150	0.044	0.044
Dielectric Constant, 1 KHz	ASTM D150	2.73	2.73
Dielectric Strength	ASTM D149	17.3 kV/mm	439 kV/in

* N/A = Data not applicable for this test condition

Data was generated by building parts under typical default parameters. DuraForm® PA Plastic was processed on a base-level HIQ™ SLS® System at 13 watts laser power, 5 m/sec [200 inches/sec] scan speed, and a powder layer thickness of 0.1 mm [0.004 inches].



3D Systems Corporation
333 Three D Systems Circle
Rock Hill, SC 29730 U.S.A.

Tel: +1 803.326.4080
Toll-free: 800.889.2964
Fax: +1 803.324.8810

moreinfo@3dsystems.com
www.3dsystems.com
NASDAQ: TDSC

Warranty/Disclaimer: The performance characteristics of these products may vary according to product application, operating conditions, material combined with, or with end use. 3D Systems makes no warranties of any type, express or implied, including, but not limited to, the warranties of merchantability or fitness for a particular use.
© 2010 by 3D Systems, Inc. All rights reserved. Specifications subject to change without notice. HIQ and SinterScan are trademarks, and the 3D logo, DuraForm, Sinterstation and SLS are registered trademarks of 3D Systems, Inc.

PN 70715 Issue Date - April 10

Figura C.2 – Especificações do material utilizado na fabricação das turbinas (2/2)

ANEXO B – Especificações do torquímetro estático utilizado

15 Kg-cm
TORQUE METER

Model : TQ-8800

ISO-9001, CE, IEC1010



FEATURES

- * Professional torque meter with 15 Kg-cm torque probe, full set.
- * 3 kind display unit : Kg-cm, Kg-cm, LB-inch and Newton-cm.
- * Peak value measurement.
- * Data hold.
- * Peak hold measurement .
- * High/Low resolution button.
- * Fast/Low sampling button.
- * Record Max. and Min. readings.
- * RS 232 computer interface.
- * Super large LCD display.
- * Microcomputer circuit.
- * Separate torque probe, easy operation.
- * Auto shut off saves battery life.
- * Built-in low battery indicator.
- * Heavy duty & compact housing case.
- * Supply with the hard carrying case.



Lutron
LUTRON ELECTRONIC

The Art of Measurement

Figura C.3 – Especificações do torquímetro estático (1/2)

TORQUE METER, 15 Kg-cm

Model : TQ-8800

FEATURES	
* Professional torque meter with 15 Kg-cm torque probe, full set.	* Record Maximum and Minimum readings with recall.
* 3 kind display unit select button of Kg-cm, LB-inch and Newton-cm in the front panel.	* RS 232 computer interface.
* Peak value measurement	* Super large LCD display, easy readout.
* Data hold button to freeze the desired reading.	* Microcomputer circuit, high performance.
* Peak hold measurement to hold the peak value.	* Separate torque probe, easy operation.
* High/Low resolution select by push button.	* Auto shut off saves battery life.
* Fast/Low sampling select by push button.	* Built-in low battery indicator.
	* Heavy duty & compact housing case.
	* Complete set with the hard carrying case.

GENERAL SPECIFICATIONS			
Display	61 mm x 34 mm super large LCD display. 15 mm (0.6") digit size.	Power supply	Alkaline or heavy duty type DC 9V battery, 006P, MN1604 (PP3) or equivalent.
Measurement	Torque value, peak hold, data hold, Max. & min. value.	Power consumption	Approx. DC 20 mA.
Display unit	Kg-cm/LB-inch/Newton-cm.	Weight	<i>Meter</i> 230 g (0.50 LB). <i>Probe</i> 600 g (1.32 LB)
Sensor	Exclusive torque sensor.	Chuck head size	1/2 to 20 UNF, 1.5 to 13 mm,
Circuit	Exclusive microcomputer circuit.	Dimension	<i>Meter :</i> 180 x 72 x 32 mm (7.1 x 2.8 x 1.3 inch). <i>Torque probe:</i> Round 48 mm Dia. x 160 mm.
Data hold	Freeze the desired reading.	Accessories included	Instruction manual..... 1 PC. 15 Kg torque probe..... 1 PC. Carrying Case..... 1 PC.
Peak hold	To hold the peak value.		
Memory	Maximum & Minimum value.	Optional accessories	* Software (Windows version, data record & data acquisition).....SW-U801-WIN * RS232 cable.....UPCB-01 * USB cable.....USB-01
Power off	Auto shut off, saves battery life, or manual off by push button.		
Sampling time	Fast/Slow select.		
Data output	RS 232 serial output.		
Sensor type button	To confirm the sensor type exactly.		
Operating temperature	0°C to 50°C (32°F to 122°F).		
Operating humidity	Less than 80% RH.		

DISPLAY UNIT/ RESOLUTION				
<i>Unit</i>	<i>Max. range</i>	<i>High resolution</i>	<i>Low resolution</i>	<i>Over load protection range</i>
<i>Kg-cm</i>	<i>15 Kg-cm</i>	<i>0.01 kg-cm</i>	<i>0.1 Kg-cm</i>	22.5 Kgf-cm max.
<i>LB-inch</i>	<i>12.99 LB-inch</i>	<i>0.01 LB-inch</i>	<i>0.1 LB-inch</i>	19.53 LBF-inch max.
<i>Newton-cm</i>	<i>147.1 Newton-cm</i>	<i>0.1 Newton-cm</i>	<i>1 Newton-cm</i>	220.1 N-cm max.

* Appearance and specifications listed in this brochure are subject to change without notice.

0706-TQ8800

Figura C.4 – Especificações do torquímetro estático (2/2)

impac comercial e tecnologia ltda.

CERTIFICADO DE CALIBRAÇÃO			
NÚMERO	28982014	PÁGINA	1 de 2
CALIBRAÇÃO REALIZADA EM	27/11/2014	CERTIFICADO EMITIDO EM	27/11/2014
		VALIDADE RECOMENDADA	27/11/2015
CLIENTE			
Empresa - Fundação Empresa Escola de Engenharia da UFRGS			
Endereço - Av. Osvaldo Aranha, 99 sala 511 - Bom Fim - Porto Alegre - RS			
OBJETO DO ENSAIO			
Equipamento - Torquímetro Digital Lutron Modelo TQ-8800 nº série - 033349			
Sensor N° serie: 033348			
Identificação - Não fornecida			
Data do recebimento - Equipamento Novo			
CARACTERÍSTICAS DO OBJETO			
* Faixa de Medição - (0 ... 15 Kg-cm x 0,01 ou 0,1 Kg-cm)			
* Faixa de Medição - (0 ... 13,02 LB-inch x 0,01 ou 0,1 LB-inch)			
* Faixa de Medição - (0 ... 147 N x 0,1 ou 1 N-cm)			
* Precisão - ± 1,6% + 5 dígitos na temp. 23°C± 5°C			
* Carcaça Plástica			
* Leitura Digital			
* Indicador - (LCD) Display de Cristal Líquido			
CONDIÇÕES AMBIENTAIS			
TEMP. AMBIENTE	24°C	UMIDADE RELATIVA	61%
DESCRIÇÃO DO MÉTODO			
* A incerteza dos resultados obtidos foi determinada conforme procedimento interno			
* Esta Calibração foi realizada conforme Procedimento MEC-11.022			
Nível de Confiança de $\alpha = 95\%$ e $K = 2$			
RASTREABILIDADE			
* Esta calibração foi realizada utilizando os seguintes equipamentos:			
* Jogo de pesos-padrão identificados através de tipagem marcados de 0 a 11 conforme relatado no certificado de calibração N° R-42313/13 e R-42314/13 sob etiqueta do INMETRO num CAL0091- Validade 01/11/2015			
OBSERVAÇÕES			
* Nosso Laboratório opera de acordo com o previsto na norma NBR ISO/IEC 17025:2005			
* Este Certificado é válido exclusivamente para o objeto ensaiado. A reprodução parcial ou total só será permitida mediante prévia autorização da Impac Comercial e Tecnologia			
GERENTE TÉCNICO		TÉCNICO	
Laerte Binhardi		Luiz José	
Crea - 7.3404			

Rua: Murinho Nobre, 17 Belyntá - CEP 05502-050 - São Paulo - SP - Tel: (11) 3816-0371 - Fax: (11) 3816-0664.
 CNPJ: 04.112.295/0001-70 - IE: 114.541.037.111
 Site: www.impac.com.br - e-mail: vendas@impac.com.br

Figura C.5 – Certificado de calibração (1/3)

mpac comercial e tecnologia ltda.

CERTIFICADO DE CALIBRAÇÃO

NUMERO	28982014	PÁGINA	2 de 2
--------	----------	--------	--------

TABELA DE RESULTADOS OBTIDOS NA CALIBRAÇÃO

OBS: Utilizada alavanca multiplicadora de 10 cm

PADRÃO (g)	TORQUE (Kg-cm)	ERRO (g)	DESVIO PADRÃO	INCERTEZA ± (g)
132,266	1,32	-0,27	0,05	0,11
209,397	2,10	0,60	0,05	0,11
286,527	2,87	0,47	0,03	0,10
363,034	3,64	0,97	0,05	0,11
439,514	4,42	2,49	0,03	0,10
516,055	5,19	2,94	0,03	0,10
592,646	5,96	3,35	0,05	0,12
669,749	6,75	5,25	0,03	0,10
746,239	7,51	4,76	0,05	0,12
822,734	8,26	3,27	0,05	0,12
898,330	9,05	6,67	0,03	0,10
1293,190	13,02	6,81	0,03	0,10
1369,685	13,79	9,32	0,05	0,12

PADRÃO (g)	DESTORQUE (Kg-cm)	ERRO (g)	DESVIO PADRÃO	INCERTEZA ± (g)
132,266	-1,31	1,27	0,03	0,10
209,397	-2,08	1,40	0,03	0,10
286,527	-2,84	2,53	0,03	0,10
363,034	-3,60	3,03	0,05	0,11
439,514	-4,36	3,51	0,05	0,11
516,055	-5,12	4,06	0,05	0,11
592,646	-5,88	4,65	0,03	0,10
669,749	-6,64	5,75	0,03	0,10
746,239	-7,39	7,24	0,03	0,10
822,734	-8,14	8,73	0,03	0,10
898,330	-8,90	8,33	0,05	0,12
1293,190	-12,85	8,19	0,05	0,12
1369,685	-13,59	10,68	0,03	0,10

OBS: Os resultados referem-se à média de tres leituras

GERENTE TÉCNICO	TECNICO
Laerte Binhardi Crea - 71404	Luis José

Rua: Murinho Nobre, 17 Butantã - CEP 05502-050 - São Paulo - SP - Tel.: (11) 3816-0374 - Fax: (11) 3816-0684.
 CNPJ: 64.112.295/0001-70 - IE: 114.541.037.111
 Site: www.impact.com.br - e-mail: vendas@impact.com.br

Figura C.6 – Certificado de calibração (2/3)



Figura C.7 – Certificado de calibração (3/3)

ANEXO C – Especificações do foto tacômetro digital utilizado


PROPOSTA TÉCNICA

FOTO TACÔMETRO DIGITAL

MODELO: MDT-2244B

CARACTERÍSTICAS

- Display: 5 dígitos, 100000 Contagens
- Taxa de Amostragem: 0.5 segundo (acima 120RPM)
- Indicação de Bateria Fraca: O símbolo  é mostrado quando a tensão da bateria cair abaixo da tensão de operação necessária
- Função Memória dos Valores Máximo, Mínimo e Última Leitura: "UP", "dn", e "LA" são mostrados respectivamente
- Seleção de Faixa: Automática
- Distância de Detecção (Photo): 50mm ~ 250mm
- Base de Tempo: Cristal de Quartzo
- Ambiente de Operação: 0°C ~ 50°C, RH < 80%
- Ambiente de Armazenamento: -20°C ~ 50°C, RH < 80%
- Alimentação: 3 baterias, tamanho AAA (1.5V)
- Consumo de Corrente: Aprox. 50mA
- Dimensões: 184(A) x 76(L) x 30(P)mm
- Peso: Aprox. 180g (bateria inclusa)



GERAL

A precisão é dada como \pm (% da leitura + número de dígitos menos significativo) para 23°C \pm 5°C e umidade relativa até 80%. Ciclo de calibração recomendado de 1 ano.

APLICAÇÕES

Instrumento projetado para medidas de RPM (sistema ótico), usado em locais de difícil acesso ou com rotação acima de 20000 RPM onde os instrumentos de contato não são capazes de medir.

RPM (FOTO)

- Faixa: 2.5 ~ 99999 RPM
- Precisão: \pm (0.05%+1D)
- Resolução: 0.1 RPM (2.5 ~ 999.9 RPM)
1 RPM (\geq 1000 RPM)

ACESSÓRIOS

1. Manual de Instruções
2. Fita Refletiva para Medir RPM (200mm) (Modelo FRT-20)
3. Bolsa para Transporte
4. Baterias

ACESSÓRIOS OPCIONAIS/REPOSIÇÃO

Entre em contato conosco para obter peças de substituição, e acessórios opcionais para seu instrumento de medição.
Utilize sempre acessórios originais Minipa.

1. Fita Refletora para RPM (200mm) (Modelo FRT-20)
2. Certificado de Calibração













Especificações sujeitas a alterações sem prévio aviso. Figuras meramente ilustrativas.

MINIPA INDÚSTRIA E COMÉRCIO LTDA. TELEFONE: +55-11-5079-8950 FAX: +55-11-5071-2679
 Avenida das Tupinias, n.º 33 - Planalto Paulista - São Paulo - SP - CEP: 04068-000
 Visite nosso site: <http://www.minipa.com.br>

MDT-2244B PG 1/1

Figura C.8 – Especificações do foto tacômetro digital

ANEXO D – Especificações do multímetro eletrônico utilizado



PROPOSTA TÉCNICA

MULTÍMETRO DIGITAL MODELO: ET-2652

CARACTERÍSTICAS

- Display: 4 ½ Dígitos, 20000 Contagens (com iluminação).
- Taxa de Amostragem: Aprox. 3 vezes/segundo.
- Indicação de Polaridade: Positiva implícita e negativa "-".
- Indicação de Sobrefaixa: "1".
- Indicação de Bateria Fraca: Indicação "BAT" é mostrada quando a tensão da bateria cair abaixo da tensão de operação.
- Mudança de Faixa: Manual.
- Data Hold.
- Desligamento Automático: Após aprox. 20 ±10 minutos.
- Ambiente de Operação: 0°C ~ 40°C (32°F ~ 104°F), RH<80%.
- Ambiente de Armazenamento: -20°C ~ 60°C (-4°F ~ 140°F), RH < 80%.
- Coeficiente de Temperatura: 0.1 x (precisão especificada)/1°C <18°C ou > 28°C.
- Altitude de Operação: 2000m.
- Altitude de Armazenamento: 10000m.
- Grau de Poluição: 2.
- Alimentação: 1 x 9V (NEDA 1604, 6F722 ou 006P).
- Consumo: Aprox. 4mA (típico).
- Dimensões: 190(A) x 95(L) x 40(P)mm.
- Peso: Aprox. 400g (incluindo bateria).



APLICAÇÕES

Multímetro com display de 4 ½ dígitos com iluminação. Faz medições de tensão AC e DC, corrente AC e DC, resistência, temperatura, capacitância, frequência, teste de diodo e continuidade, função Data Hold e precisão básica de 0.1%.

SEGURANÇA

Este instrumento está de acordo com os padrões IEC1010: categoria de sobretensão CAT II 1000V e dupla isolamento. Como determinado pela norma de segurança NR-10, utilize sempre equipamentos de proteção individual.

GERAL

A precisão é especificada como $\pm(\% \text{ leitura} + \text{número de dígitos})$ para temperatura 23°C \pm 5°C e umidade relativa < 75%. A especificação é válida para 5% a 100% da faixa de medida. Ciclo de calibração recomendado de 1 ano.

MINIPA DO BRASIL LTDA.

Matriz: Av. Carlos Liviero, 59 - Vila Liviero - 04186-100
São Paulo - SP - Tel: +55 11 5078-1850
Filial: Rua Dona Francisca, 8300 - Bloco 4 - Módulo A - 89219-600
Joinville - SC - Tel: +55 47 3467-8444

www.minipa.com.br

ET-2652

1/3

Figura C.9 - Especificações do multímetro eletrônico