

**UNIVERSIDADE FEDERAL DO RIO GRANDE - FURG**  
**CURSO DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA OCEÂNICA**

**PROJETO, CONSTRUÇÃO E TESTES DE UMA TURBINA  
WELLS**

**GUSTAVO DA CUNHA DIAS**

Dissertação apresentada à Comissão de Curso de Pós-Graduação em Engenharia Oceânica da Universidade Federal do Rio Grande, como requisito parcial à obtenção do título de Mestre em Engenharia Oceânica.

Orientador: Cláudio Rodrigues Olinto, Dr.  
Coorientador: Elizaldo Domingues dos Santos, Dr.

Rio Grande, maio de 2014.

# **PROJETO, CONTRUÇÃO E TESTES DE UMA TURBINA WELLS DE ÚNICO ESTÁGIO**

**GUSTAVO DA CUNHA DIAS**

Esta dissertação foi julgada adequada para a obtenção do título de

***MESTRE EM ENGENHARIA OCEÂNICA***

tendo sido aprovada em sua forma final pela Comissão de Curso de Pós-Graduação em Engenharia Oceânica.

Prof. Dr. José Antônio Scotti Fontoura  
Coordenador da Comissão de Curso

Banca Examinadora:

Prof. Dr. Cláudio Rodrigues Olinto  
Orientador – FURG

Prof. Dr. Elizaldo dos Santos Domingues  
Coorientador – FURG

Prof. Dr. Jorge Antônio Villar Ale  
PUC – RS

Prof. Phd. Jeferson Avila Souza  
PPGEO/FURG

Prof. Dr. Cleiton Rodrigues Teixeira  
PPMEC/FURG

Prof. Phd. Luiz Alberto de Oliveira Rocha  
UFRGS



Dedico este trabalho a Prof<sup>ª</sup>. Dra. Sônia Magalhães dos Santos pela insubstituível contribuição para eu ter chegado até aqui.

## AGRADECIMENTOS

A Deus e as energias espirituais que propagam o bem na terra e permitem que ele vença. Às memórias de meu avô Pedro Dirceu Dias, meu pai Nelson Mário Reis Dias e minha avó Rosa Cardoso da Cunha, os quais através de suas simplicidades conseguiram me ensinar os verdadeiros valores desta vida. A minha mãe Cristina da Cunha pela coragem que tem de promover mudanças e pelo amor que me transmite nestas metamorfoses. A minha irmã Suelen da Cunha Dias pela união, testemunho da batalha que foi chegar até aqui e pelas sobrinhas maravilhosas que me deu: Alana e Larissa. À minha companheira Daniela de Freitas Rodrigues por me incentivar sempre, pelo amor diário e os conselhos que muitas vezes não quero, mas preciso ouvir. Aos amigos Márcio Ulguim Oliveira, Charles Estevão Nunes, Angelo Ortiz da Silva, Rience Farias de Felipe e Emílio Rodrigues por me mostrarem que não há barreiras para amizade. Aos colegas e professores da Escola de Engenharia da FURG pelo apoio dado durante este trabalho. Aos professores orientadores Cláudio Rodrigues Olinto e Elizaldo Domingues dos Santos por se engajarem neste trabalho e muito terem me ajudado. Aos técnicos do Laboratório de Sistemas Térmicos Paulo Novo, Juliano Picanço, Marcelo Goularte e Henrique Nunes da Silva, vulgo Magrão que através de sua experiência auxiliou significativamente na construção do trabalho. Aos alunos que instigam nossa vontade de querer aprender e ensinar muito mais. Aos professores constituintes da banca pela disponibilidade em ajudar no trabalho. Ao CNPQ pelo auxílio financeiro no projeto. Aos demais amigos e familiares que me auxiliam na transformação de sonhos.

## **RESUMO**

O OCA (coluna d'água oscilante) é um dos principais tipos de dispositivos de aproveitamento das ondas do mar estudados pela comunidade científica. Tal dispositivo possui uma turbina a qual recebe a potência pneumática, originada na interface atmosfera e OWC, convertendo-a em potência mecânica para posterior transformação em energia elétrica. Uma das turbinas desenvolvidas é a turbina Wells que mantém o sentido de rotação independente da direção do fluxo de ar que a atravessa.

Neste trabalho tem-se o desenvolvimento de um projeto teórico de turbina Wells baseado em parâmetros recomendados na literatura. O resultado da análise teórica com os perfis NACA 0012, 0015, 0018, 0020, 0021 indicou aquele com melhor desempenho de potência mecânica dentro dos parâmetros de projeto. A construção e montagem de uma turbina Wells conforme o projeto teórico fora realizado bem como a adaptação do túnel de ensaio possibilitando, através da instrumentação instalada, os testes experimentais da turbina Wells monoplane.

Contudo os resultados experimentais da turbina demonstraram um rendimento máximo de 56% com potências que chegaram a 88W em frequência de rotação de 1030 RPM.

Palavras-chave: turbina, Wells, projeto, energia, experimental.

## **ABSTRACT**

Converter OWC (oscillating water column) devices is one of the main types sea waves converter studied by the scientific community. This device has a turbine which receives the pneumatic power, originated at the interface atmosphere and OWC, converting it into mechanical power for later conversion into electricity. One of the used turbines types is the Wells turbine that keeps the rotation direction regardless of the direction of air flow that cross the turbine.

In this work it has been developed a theoretical about Wells turbine design based on parameters recommended in the literature. The outcome of the theoretical analysis with the NACA 0012, 0015, 0018, 0020, 0021 profiles has indicated which one has the best mechanical power performance within the design parameters. The construction and assembly of a turbine according to the theoretical project carried out as well as the adaptation of the wind tunnel allowing, through the installed instrumentation, experimental tests of a monoplane Wells turbine.

The experimental results have shown a maximum turbine efficiency of 56 % with 88W power arriving at the rotation frequency of 1030 rpm.

Keywords: turbine, Wells, project, energy, experimental.

# SUMÁRIO

LISTA DE SÍMBOLOS .....	12
LISTA DE TABELAS .....	16
LISTA DE FIGURAS .....	17
1 INTRODUÇÃO .....	21
1.1 MOTIVAÇÃO.....	21
1.2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA .....	25
1.2.1 DISPOSITIVOS DE CONVERSÃO DE ENERGIA DOS OCEANOS .....	25
1.2.2 TURBINAS AUTORETIFICADORAS .....	30
1.3 OBJETIVOS .....	33
1.3.1 OBJETIVOS ESPECÍFICOS .....	33
1.4 DELINEAMENTO DO TRABALHO .....	33
2 FUNDAMENTOS DA TURBINA WELLS .....	34
2.1 PRINCÍPIOS DE OPERAÇÃO.....	34
2.2 FATORES INFLUENTES NO DESEMPENHO DAS TURBINAS WELLS .....	36
2.2.1 PERFIL DAS PÁS .....	36
2.2.2 PÁS GUIAS .....	37
2.2.3 SOLIDEZ .....	38
2.2.4 RELAÇÃO DOS RAIOS DO CUBO E TURBINA .....	39
2.2.5 RAZÃO DE ASPECTO .....	40
2.2.6 FOLGA ENTRE ROTOR E ESTATOR.....	41
2.2.7 TURBULÊNCIA NA ENTRADA.....	41
2.2.8 ESCOAMENTO BIDIRECIONAL .....	41
2.2.9 VELOCIDADE CRÍTICA .....	42
3 METODOLOGIA DE PROJETO DA TURBINA WELLS .....	44
3.1 VARIÁVEIS DE ENTRADA DO PROJETO .....	44



3.1.1	PROPRIEDADES DO AR.....	45
3.1.2	VELOCIDADE AXIAL.....	45
3.1.3	RAIO DA TURBINA.....	45
3.1.4	RELAÇÃO DOS RAIOS DO CUBO E TURBINA.....	45
3.1.5	COMPRIMENTO DA PÁ .....	46
3.1.6	RAZÃO DE ASPECTO DA PÁ .....	46
3.1.7	NÚMERO DE PÁS .....	47
3.1.8	SOLIDEZ DA PÁ .....	47
3.1.9	ÁREA VARRIDA PELAS PÁS .....	47
3.1.10	RAZÃO ENTRE FOLGA DA TURBINA E CORDA.....	48
3.2	PROPRIEDADES DOS PERFIS .....	49
3.2.1	ESCOLHA DOS PERFIS AERODINÂMICOS.....	49
3.2.2	COEFICIENTES DE SUSTENTAÇÃO E ARRASTO.....	49
3.2.3	ÂNGULO DE ATAQUE .....	50
3.2.4	COORDENADAS CARTESIANAS DO PERFIL .....	51
3.3	VARIÁVEIS DE SAÍDA DO PROJETO .....	53
3.3.1	VELOCIDADES NOS PERFIS AERODINÂMICOS .....	53
3.3.2	COEFICIENTES FORÇA AXIAL E FORÇA TANGENCIAL.....	53
3.3.3	COEFICIENTE DE FLUXO .....	54
3.3.4	VELOCIDADE RELATIVA PONTA DA PÁ .....	55
3.3.5	NÚMERO DE REYNOLDS .....	55
3.3.6	VELOCIDADE ANGULAR E FREQUÊNCIA DA TURBINA .....	55
3.3.7	FORÇA TANGENCIAL.....	55
3.3.7	TORQUE DA TURBINA .....	55
3.3.8	RENDIMENTO GLOBAL DA TURBINA.....	56
3.3.9	POTÊNCIA GERADA PELA TURBINA.....	56
3.3.10	VAZÃO DE AR DA TURBINA .....	56

3.3.11	VARIAÇÃO DE PRESSÃO GERADA NA TURBINA.....	56
3.3.12	COEFICIENTE DE PRESSÃO .....	57
3.3.13	POTÊNCIA MECÂNICA EXPERIMENTAL .....	57
3.3.14	POTÊNCIA ELÉTRICA.....	57
3.3.15	POTÊNCIA PNEUMÁTICA.....	57
3.3.16	GERAÇÃO DOS PERFIS DE CADA ESTAÇÃO DA PÁ .....	57
3.4	PROJETOS DAS PÁS GUIAS .....	60
3.4.1	DETERMINAÇÃO DA CORDA E RAIOS DAS PÁS GUIAS .....	66
4	CONSTRUÇÃO DA TURBINA WELLS.....	69
4.1	RESULTADOS TEÓRICOS.....	71
4.1.1	PLANILHA PRINCIPAL .....	71
4.1.2	PLANILHA DAS PROPRIEDADES DOS PERFIS .....	74
4.1.3	COMPARAÇÃO DOS RESULTADOS TEÓRICOS .....	76
4.1.4	RESULTADOS TEÓRICOS DAS PÁS GUIAS.....	79
4.2	MODELAGEM GRÁFICA DA PÁ.....	80
4.3	DESENHOS DA TURBINA.....	82
4.3.1	ROTOR .....	83
4.3.2	EIXO .....	83
4.3.3	CAVALETES, SUPORTES DO GERADOR E DO TORQUÍMETRO .....	84
4.3.4	CARENAGENS .....	85
4.3.5	ADAPTADOR DE SEÇÃO E EXTREMIDADES DA TURBINA.....	86
4.3.6	DESENHO DO CONJUNTO DAS PÁS GUIAS.....	87
4.3.7	DESENHO EM CONJUNTO DA TURBINA.....	88
4.4	CONSTRUÇÃO DOS COMPONENTES DA TURBINA.....	88
4.5	MONTAGEM E POSICIONAMENTO DA TURBINA .....	96
5	INSTRUMENTAÇÃO E TESTES EXPERIMENTAIS DA TURBINA WELLS .....	99
5.1	ADAPTAÇÃO NA BANCADA DE TESTES .....	99

5.2	TESTES EXPERIMENTAIS .....	102
5.2.1	TESTES COM CONTROLE ELÉTRICO .....	102
5.2.2	TESTES COM CONTROLE MECÂNICO .....	105
6	DISCUSSÃO DOS RESULTADOS .....	108
6.1	RESULTADOS COM CONTROLE ELÉTRICO .....	108
6.2	RESULTADOS COM O CONTROLE MECÂNICO.....	113
7	CONCLUSÃO .....	124
8	REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS .....	126
	LISTA DE APÊNDICES .....	131
	APÊNDICE A – DESENHO TÉCNICO DAS PEÇAS CONSTRUÍDAS .....	132
	APÊNDICE B – CÁLCULO DAS INCERTEZAS DE MEDIÇÃO .....	146
	Lista de Anexos .....	149
	ANEXO A1 – COORDENADAS LOCAIS DO PERFIL NACA 0021 .....	150
	ANEXO A 2 – COORDENADAS LOCAIS DO PERFIL NACA 0018 .....	151
	ANEXO A 3 – COORDENADAS LOCAIS DO PERFIL NACA 0012 .....	152
	ANEXO A 4 – COORDENADAS LOCAIS DO PERFIL NACA 0015 .....	153
	ANEXO A 5 – COORDENADAS LOCAIS DO PERFIL NACA 0020 .....	154
	ANEXO B 1 – COEFICIENTES DE ARRASTO E SUSTENTAÇÃO DO PERFIL NACA 0021 .....	155
	ANEXO B 2 - COEFICIENTES DE ARRASTO E SUSTENTAÇÃO DO PERFIL NACA 0018 .....	156
	ANEXO B 3 - COEFICIENTES DE ARRASTO E SUSTENTAÇÃO DO PERFIL NACA 0012 .....	157
	ANEXO B 4 - COEFICIENTES DE ARRASTO E SUSTENTAÇÃO DO PERFIL NACA 0015 .....	158
	ANEXO B 4 - COEFICIENTES DE ARRASTO E SUSTENTAÇÃO DO PERFIL NACA 0020 .....	159

# LISTA DE SÍMBOLOS

## Símbolos Romanos

$AL$ -Aresta da seção do túnel do vento

$AR$  – Razão de aspecto

$A_v$  - Área varrida das pás

$b$  – Comprimento da pá

$b_i$  - Limite de erro sistemático

$b_{ia}$  - Incerteza da área do anelar;

$b_{ian}$  - Incerteza do anemômetro de fio quente;

$b_{ie}$  - Incerteza do encoder;

$b_{in}$  - Incerteza da  $i$ -ésima variável  $x_{in}$ .

$b_{ip}$  - Incerteza da potência mecânica;

$b_{iq}$  - Incerteza de vazão;

$b_{it}$  - Incerteza do torquímetro;

$b_{i1}$  - Incerteza da variável independente  $x_{i1}$ ;

$b_{i2}$  - Incerteza da variável independente  $x_{i2}$ ;

$b_{i\Delta p}$ - Incerteza do diferencial de pressão.

$b_{i\eta}$  - Incerteza do rendimento mecânico da turbina;

$c$  – Comprimento da corda da pá

$C_a$  – Coeficiente de força axial

$C_d$  – Coeficiente de arrasto do perfil

$c_e$ - Comprimento de corda na estação

$C_l$  – Coeficiente de sustentação do perfil

$cm_l$  - Velocidade meridional entre a pá guia de entrada e a turbina.

$c_{Rt}$  - Corda da pá do rotor na extremidade da pá

$C_t$  – Coeficiente de força tangencial

$c_{u1}$  - Componente tangencial da velocidade absoluta na entrada da pá do rotor

$c_{u2}$  - Componente tangencial da velocidade absoluta na saída da pá do rotor

$c_l$  - Velocidade absoluta entre a pá guia de entrada e a turbina;

$f$  – Folga entre estator e rotor da turbina

$Fa$  – Força axial

$Fd$ – Força de arrasto

$F_L$  – Força de sustentação

$Fr$  – Força resultante

$Ft$  – Força tangencial

$g$  - Aceleração da gravidade

$g_{GV}$  - Distância entre as pás guias e o rotor

$h$  - Relação dos raios do cubo e turbina

$I$  – Corrente elétrica

$L_{GV}$  - Comprimento da corda da pá guia

$L_m$  -Comprimento médio da corda do perfil

$N$  – Frequência de rotação da turbina

$P$  – Potência gerada

$P^*$  - Coeficiente de pressão

$P_{elet}$  – Potência elétrica

$p_i$  - Limite de erro aleatório

$P_{mec}$  – Potência mecânica

$P_{pneu}$  – Potência pneumática

$Y_j$  - Ordenada do sistema de coordenadas global de um ponto da superfície;

$y_p$  - Ordenada adimensional local

$Q$ – Vazão volumétrica de ar

$Q_{real}$ - Vazão volumétrica real

$R_{cGV}$  - Raio de curvatura das pás guias

$re$  - Raio da estação da pá

$Re$  – Número de Reynolds

$R_h$  - Raio do cubo

$r_p$ -Intervalo entre as estações da pá

$R_t$  – Raio da turbina

$S$  – Solidez

$S_{GV}$ - Solidez das pás guias

$T$  – Torque da turbina

$T_c$  – Folga na turbina

$U_e$  – Tensão elétrica

$Ur$  – Velocidade tangencial

$U_1$  . Velocidade tangencial do rotor na entrada da pá guia

$U_2$  . Velocidade tangencial do rotor na saída da pá guia

$Va$  - Velocidade axial

$X_j$  -Abscissa do sistema de coordenadas global de um ponto da superfície;

$x_p$  -Abscissa adimensional local

$Z_{GV}$  - Número de pás guias

$Z_j$  -Profundidade do sistema de coordenadas global de um ponto da superfície;

$Z$  - Número de pás da turbina

$W$  - Velocidade relativa

### **Símbolos Gregos**

$\alpha$  – Ângulo de ataque

$\beta_\infty$  - Ângulo de ataque da raiz da pá

$\Delta p$  – Variação de pressão

$\varepsilon$  – Perda percentual de vazão

$\varepsilon_{gv}$  - Ângulo de posicionamento da pá guia

$\eta$  – Rendimento da turbina

$\rho$  – Massa específica do ar

$\vartheta$  – Viscosidade cinemática

$\upsilon_{GV}$  - Ângulo de camber

$\phi$  – Coeficiente de fluxo

$\omega$  – Velocidade angular

## LISTA DE TABELAS

Tabela 1.1 – Valores Médios de Potência da Costa do Brasil.....	25
Tabela 3.1 – Variáveis de projeto.....	48
Tabela 3.2 - Coeficientes de sustentação e arrasto em função de $\alpha$ (NACA 0021).....	50
Tabela 3.3 – Coordenada adimensionais do perfil NACA0021.....	52
Tabela 4.1 – Planilha principal de projeto teórico.....	72
Tabela 4.2 – Planilha principal dados do perfil.....	73
Tabela 4.3 – Resultados das coordenadas globais das estações.....	75
Tabela 4.4 – Comparação dos Resultados Teóricos dos Perfis.....	77
Tabela 4.5 - Resultados teóricos das pás guias.....	79
Tabela 5.1 - Resultados experimentais com alternador.....	103
Tabela 5.2 - Resultados experimentais com freio mecânico.....	106
Tabela 6.1 – Resultados teóricos com velocidade axial de 4.3m/s.....	119
Tabela 6.2 – Comparativo teórico-experimental.....	120



# LISTA DE FIGURAS

Figura 1.1 – Correlação População Brasileira e Consumidores Residenciais.....	22
Figura 1.2 – Participação de Fontes Renováveis na Matriz Elétrica.....	23
Figura 1.3 – Classificação dos Dispositivos de Conversão.....	26
Figura 1.4 – Dispositivo de Corpos Oscilantes Flutuantes.....	27
Figura 1.5 – Representação Esquemática do <i>Archimedes Wave Swing</i> .....	28
Figura 1.6 – Desenho esquemático do <i>Wave Dragon</i> .....	29
Figura 1.7 – Ilustração do Princípio de Funcionamento de um OWC.....	29
Figura 1.8 - Turbina de Impulso.....	30
Figura 1.9 – Pás Guias, Rotor e Diagrama de Velocidades da Turbina de Impulso.....	31
Figura 1.10 – Vista Isométrica da Turbina Wells.....	33
Figura 2.1 – Triângulos de Velocidades e Forças de um Perfil de Pá de Turbina Wells.....	34
Figura 2.2 – Coeficientes de Arrasto e Sustentação do Perfil NACA0021.....	35
Figura 2.3 – Fatores Influentes no Desempenho da Turbina Wells.....	36
Figura 2.4 – Utilização de Perfis em Publicações de Turbinas Wells.....	37
Figura 2.5 – Vista Isométrica de um Conjunto de Pás Guias.....	38
Figura 2.6 – Representação da Solidez da Turbina.....	39
Figura 2.7 – Geometrias usadas na definição de razão de aspecto da pá da turbina.....	40
Figura 2.8 – Curva de histerese característica da turbina Wells.....	42
Figura 3.1 – Etapas da Metodologia de Projeto.....	44
Figura 3.2 – Pontos criados com as coordenadas locais do perfil NACA0021.....	51
Figura 3.3 – Pontos Globais dos Perfis da Pá.....	59

Figura 3.4 – Vista isométrica das variáveis de geração dos pontos globais dos perfis.....	60
Figura 3.5 - Triângulos de velocidades e geometria das pás guias numa seção de raio r.....	61
Figura 3.6 – Vista isométrica das pás guias e pá do rotor.....	62
Figura 3.7 - Geometria das pás guias.....	67
Figura 4.1 – Roteiro da construção da turbina.....	70
Figura 4.2 – Bloco de notas parcial da estação 1 coordenadas globais.....	80
Figura 4.3 – Vista das 5 estações no programa <i>SolidWorks</i> .....	81
Figura 4.4 – Vista da pá criada com as estações.....	81
Figura 4.5 – Bloco de notas parcial da estação 1 coordenadas globais.....	82
Figura 4.6 – Vista das 5 estações no programa <i>SolidWorks</i> .....	83
Figura 4.7 – Vista da pá criada com as estações.....	84
Figura 4.8 - Esboço inicial da turbina.....	84
Figura 4.9 - Vista isométrica do rotor da turbina Wells.....	85
Figura 4.10 - Vista Isométrica do eixo da turbina.....	85
Figura 4.11 - Vista isométrica dos cavaletes.....	86
Figura 4.12 - Vista isométrica do suporte do gerador.....	86
Figura 4.13 - Vista isométrica do suporte do torquímetro.....	87
Figura 4.14 - Carenagem interna.....	87
Figura 4.15 - Adaptador de seção.....	88
Figura 4.16 - Extremidade da turbina.....	89
Figura 4.17 - Vista isométrica das pás guias.....	89
Figura 4.18 - Vista explodida da turbina.....	90
Figura 4.19 – Perfis recortados em chapa de alumínio.....	90

Figura 4.20 – Perfis posicionados no eixo.....	91
Figura 4.21 – Preenchimento do modelo com massa plástica.....	91
Figura 4.22 – Modelo final da pá.....	92
Figura 4.23 – Molde em fibra de vidro da pá.....	92
Figura 4.24 – Pás desmoldadas em fibra de vidro.....	93
Figura 4.25 – Pás da turbina pintadas.....	94
Figura 4.26 – Rotor da turbina finalizado.....	94
Figura 4.27 – Verificação inicial da montagem.....	95
Figura 4.28 – Conjunto de pás guias.....	95
Figura 4.29 – Molde de gesso do adaptador de seção.....	96
Figura 4.30 – Adaptador de seção laminado.....	97
Figura 4.31 – Componentes fixados na base da seção de testes.....	97
Figura 5.1 – Substituição das chapas do túnel de ensaio.....	98
Figura 5.2 – Detalhe dos inversores de frequência instalados.....	99
Figura 5.3 – Medição com o anemômetro de fio quente.....	99
Figura 5.4 – Detalhe da verificação de calibração dos torquímetros estático e dinâmico.....	100
Figura 5.5 – Encoder instalado no eixo da turbina.....	100
Figura 5.6 – Indicação da frequência de rotação da turbina.....	101
Figura 5.7 – Esquema dos instrumentos instalados nos testes com alternador.....	102
Figura 5.8 – Esquema de instrumentação montada nos testes com freio mecânico.....	104
Figura 5.9 – Detalhe do suporte e freio a disco.....	105
Figura 6.1 – Torque e rotação da turbina sob controle elétrico.....	108
Figura 6.2 – Rendimento mecânico e ângulo de ataque sob controle elétrico.....	109

Figura 6.3 – Coeficiente de força axial sob controle elétrico.....	110
Figura 6.4 – Coeficiente de força tangencial sob controle elétrico.....	110
Figura 6.5 – Diferencial de pressão e vazão sob controle elétrico.....	111
Figura 6.6 – Medição do batimento radial do alternador.....	112
Figura 6.7 - Torque e rotação da turbina sob controle mecânico.....	113
Figura 6.8 – Rendimento e ângulo de ataque sob controle mecânico.....	114
Figura 6.9 – Potência mecânica e ângulo de ataque sob controle mecânico.....	115
Figura 6.10 – Potência Mecânica e frequência de rotação sob controle mecânico.....	115
Figura 6.11 – Coeficientes de força axial e fluxo sob controle mecânico.....	116
Figura 6.12 – Coeficientes de torque e fluxo sob controle mecânico.....	117
Figura 6.13 – Relação pressão e vazão sob controle mecânico.....	118
Figura 6.14 – Valores médios do campo de aplicação da turbina.....	121
Figura 6.15 - Efeito das vazões volumétricas sobre os parâmetros de saída.....	122

# 1 INTRODUÇÃO

## 1.1 MOTIVAÇÃO

Apesar da simplicidade expressa no conceito de energia, o qual está associado à faculdade de um corpo ou sistema produzir trabalho ou força ao longo do tempo (FERREIRA, 2013), torná-lo tangível passa a ser complexo devido à forma como a energia é manifestada em nossas vidas. A capacidade de ler-se esta dissertação exige energia do nosso corpo, o computador na qual ela é escrita necessita de energia elétrica. Na usina de geração, a energia elétrica foi transformada de uma fonte primária: a combustão, hídrica ou eólica. Esta última matriz foi obtida através da energia mecânica (cinética) dos ventos que são originados pelo aquecimento desigual das superfícies terrestres, o qual teve o sol como fonte de irradiação (TUBELIS, 1983). Nesta pequena avaliação é possível identificar não somente como estamos rodeados e dependentes de energia, mas também suas inúmeras formas de transformação. Tamanha dependência faz com que estudos e discussões sobre esta temática sejam sempre relevantes à humanidade.

É inegável que uma das principais formas de energia é a elétrica, a qual está presente na maioria das residências. O último censo do IBGE no Brasil, realizado em 2010, apontou que há aproximadamente 56 milhões de consumidores residenciais de energia elétrica. A figura 1.1 apresenta o crescimento populacional brasileiro nas últimas quatro décadas e correlaciona ao incremento de consumidores residenciais de energia elétrica. Pode-se observar que enquanto a população brasileira cresceu 111% os consumidores residenciais com acesso a energia elétrica aumentaram 724%.

## Capítulo 1 - Introdução

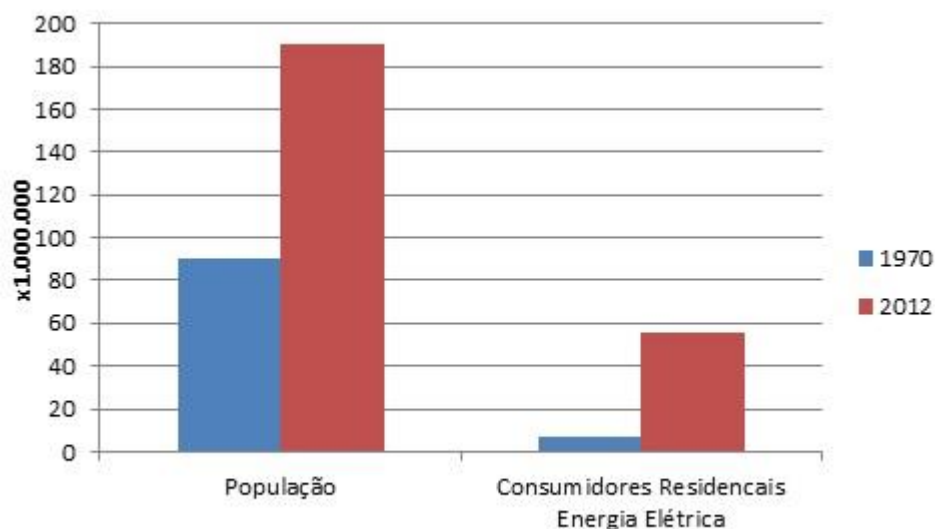


Figura 1.1– Correlação População Brasileira e Consumidores Residenciais (Fonte Senso IBGE 2010)

Uma vez que o consumo de energia tem aumentado consideravelmente ao longo das últimas décadas, associado ao fato de que os métodos tradicionais de produção de energia (especialmente os ligados a queima de combustíveis fósseis) estarem causando impactos ambientais a busca por novas fontes de energia tem sido intensificada (CLEMENT ET AL., 2002).

Sendo assim, conceitos de logística reversa e sustentabilidade ganham espaço e atenção da humanidade preocupada com os impactos ambientais originados levando a um consumo mais racional de insumos. Surge então a necessidade de mudar-se a forma como produzimos energia para que as conjunturas sociais, econômicas e sócio-ambientais não estejam isoladas, mas façam parte de um completo sistema de desenvolvimento sustentável. Segundo a Empresa de Pesquisa Energética a matriz energética brasileira mostra-se entre as mais renováveis do mundo, o último relatório emitido em 2012 pelo Ministério de Minas e Energia, o qual apresenta 2011 de ano base, destaca a expansão da geração eólica em 24,3% o que tende a se manter ao longo dos próximos anos. A figura 1.2 mostra um balanço entre as matrizes energéticas nacional, mundial e OCDE (Organização para a Cooperação e Desenvolvimento Econômico).

## Capítulo 1 - Introdução

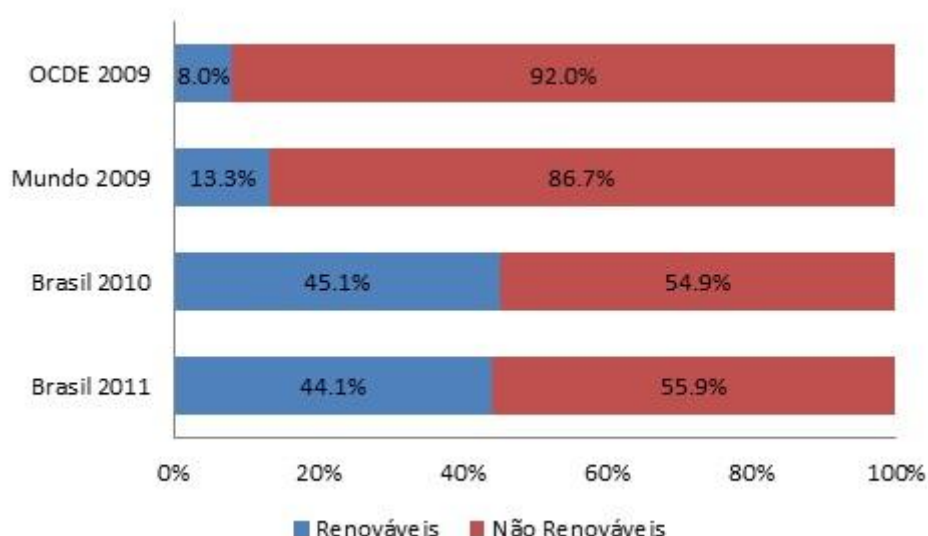


Figura 1.2 – Participação de Fontes Renováveis na Matriz Elétrica (Fonte: EPE 2012).

Seguindo nesta vertente, estudos acerca de novas fontes renováveis de energia estão sendo conduzidos pela comunidade científica. Na dinâmica evolução das energias renováveis a indústria de energia dos oceanos é apenas emergente. Apesar deste tipo de tecnologia ser relativamente novo e ainda não ser economicamente competitiva em comparação com fontes de energias mais maduras, como a energia eólica ou hidroelétrica, o interesse das instituições governamentais e da indústria tem sido crescente (CLEMENT ET AL., 2002). Comparados com os recursos eólico, solar e hídrico, pode-se dizer que os oceanos são fontes não exploradas de geração de energia. Contudo, um importante aspecto da energia dos oceanos é sua alta densidade de energia, a maior entre todas as fontes de energia renováveis existentes (CLEMENT ET AL., 2002).

Segundo Zabihian(2011) a energia dos oceanos pode ser classificada em cinco grupos: energia das ondas, das marés, energia térmica dos oceanos, das correntes marinhas e a energia do gradiente de salinidade. A energia das marés, diferentemente das outras formas de energias renováveis as quais dependem direta ou indiretamente da energia solar, são criadas pela força gravitacional da lua e o sol nas águas terrestres durante a rotação da terra sobre seu eixo. Os dispositivos de conversão têm por princípio a introdução de uma turbina na interface de dois níveis de água, logo haverá fluxo e consequente rotação de turbina sob condições de maré enchente ou vazante.

## Capítulo 1 - Introdução

Como os oceanos absorvem em torno de 70% da energia solar disponibilizada na terra há uma diferença de temperatura entre a superfície e o fundo dos mares (MAYER, 1971). Tal condição impulsionou alguns países a desenvolverem dispositivos para o aproveitamento desta fonte de energia. O sistema operacional destes utiliza ciclos abertos ou fechados. Nos ciclos fechados um fluido de baixo ponto de ebulição, geralmente amônia, é usado sob um ciclo termodinâmico de Rankine. Já nos ciclos abertos a água quente da superfície do mar é evaporada em um vaso de pressão (câmara de vácuo) e utilizada como fluido de trabalho.

Segundo Mohamed (2011) as correntes marinhas são oriundas dos ventos ou aquecimentos desiguais em áreas do oceano. Os dispositivos são colocados nos caminhos destas correntes, assim as turbinas são movimentadas pelo fluxo de água muito semelhante ao que ocorre nos geradores por meio das marés. Por fim ainda em desenvolvimento laboratorial, a energia do gradiente de salinidade, baseia-se no processo osmótico entre a água doce e salgada, esta diferença de pressão ocasionada pela concentração de sal ao passar em uma membrana porosa poderia ser utilizada para geração de energia, no entanto, os altos custos para fabricação destas membranas tornam este sistema mais complexo que os demais.

Com relação à energia das ondas, segundo Cruz (2008) utilizando uma estimativa conservativa de eficiência para extração, em torno de 10-25%, pode-se obter entre 1700-4400TWh por ano. Adotando-se o consumo de energia brasileiro no ano de 2011, o qual conforme publicado pela Empresa de Pesquisa Energética, 2012, foi de 568,8 TWh, o montante de energia gerada pelas ondas seria capaz de, no mínimo, atender durante três anos o Brasil.

Tratando-se do potencial energético das ondas no litoral brasileiro, Tolmasquim (2003), estimou que ao longo de 1900 km de costa é possível obter 50 TWh por ano. O estudo baseou-se nas medições realizadas pelos altímetros do satélite TOPEX/ Poseidon no período de setembro de 1992 a março de 1996 e fevereiro de 1999 a setembro de 2008. A tabela 1.1 detalha a potência por comprimento de crista de onda nas seis regiões de estudo.



## Capítulo 1 - Introdução

Tabela 1.1 – Valores Médios de Potência da Costa do Brasil (Fonte: Tolmasquim, 2003).

Região	Potência [kW/m]
São Mateus – Vitória	14,6 – 16,5
Fundão – Campos	16,8 – 17,1
Rio de Janeiro	20,1 – 18,0
Santos – Curitiba	16,9 – 13,5
Florianópolis – Caxias do Sul	22,7
Porto Alegre – Rio Grande (RS)	32,5

Pelas razões até aqui apresentadas é notório a necessidade do desenvolvimento de dispositivos capazes de transformar esta significativa parcela de energia que neste momento não está sendo aproveitada.

A cidade onde está situada a Universidade Federal do Rio Grande possui o balneário do Cassino que no futuro poderá servir de instalação dos dispositivos OWC (*oscillatingwatercolumn*). Logo estudar o comportamento das turbinas utilizadas por este é de substancial importância para desencadear um projeto in loco. Sendo assim esta dissertação tem cunho experimental voltada ao projeto e construção de uma turbina Wells bem como o levantamento de curvas características da mesma.

## 1.2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

### 1.2.1 DISPOSITIVOS DE CONVERSÃO DE ENERGIA DOS OCEANOS

Atualmente há várias formas de conversão de energia das ondas, o que resulta em diversas formas de absorver tal grandeza (FALCÃO 2010). Algumas classificações distinguem os dispositivos pela proximidade da costa, já outras classificam os dispositivos de acordo com seu princípio de funcionamento. A figura 1.3 ilustra a subdivisão dos dispositivos de acordo com seu princípio de funcionamento.

## Capítulo 1 - Introdução

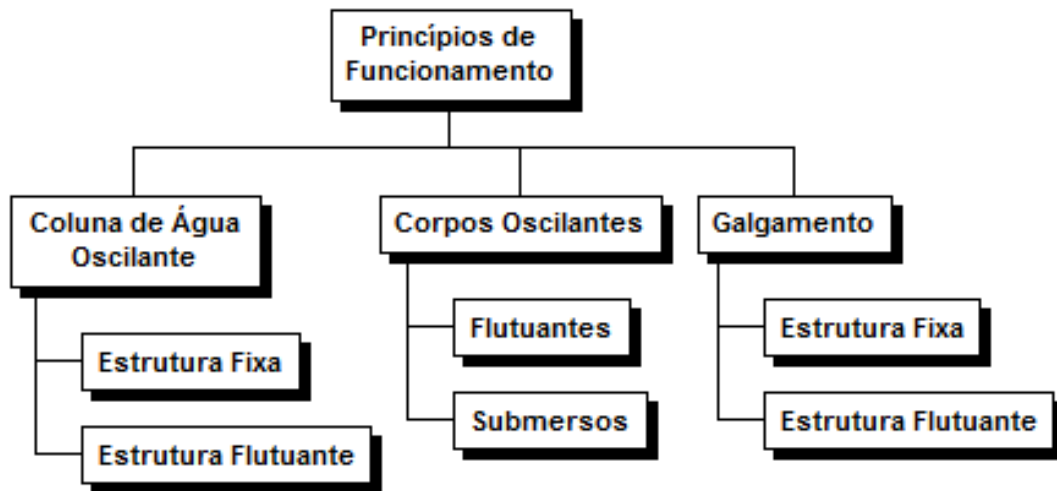


Figura 1.3 – Classificação dos Dispositivos de Conversão

Os dispositivos de corpos oscilantes também denominados de terceira geração localizam-se em águas com profundidades superiores a 40m (FALCÃO 2010). Estes apresentam algumas dificuldades na transmissão da energia elétrica pela irreversibilidade da 2ª Lei de Ohm.

O primeiro subgrupo denominado flutuantes possui na forma mais simplificada a ação de uma bóia que oscila de acordo com a onda do mar contra uma estrutura fixa. Algumas variações deste tipo de modelo podem ser obtidas através da conexão de uma mola à bóia. Neste caso a interação da superfície livre do mar com a bóia irá realizar um deslocamento enquanto a força mantenedora da mola proporcionará movimento no sentido contrário. Em ambos os casos o eixo móvel é conectado a um gerador linear que transformará a energia para forma elétrica. A figura 1.4 ilustra um dispositivo de corpos oscilantes flutuantes.

## Capítulo 1 - Introdução

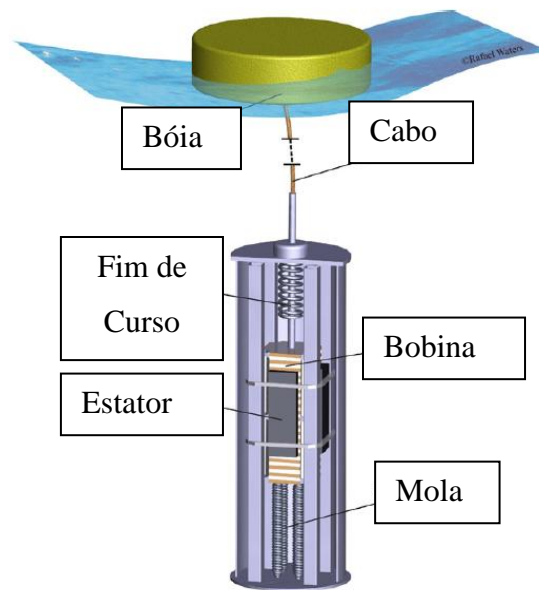


Figura 1.4 – Dispositivo de Corpos Oscilantes Flutuantes (FALCÃO, 2010).

Ainda se tratando dos dispositivos de corpos flutuantes há o subgrupo denominado submerso nos quais o flutuador encontra-se no fundo do mar. Este sistema utiliza a variação do campo de pressão durante os ciclos de cava e crista da onda. Há uma base fixada no fundo do mar, logo o flutuador é empurrado para baixo durante a crista da onda tendo em vista o somatório das pressões dinâmicas e hidrostáticas. Durante a ocorrência da cava a pressão resultante é inferior devido à diferença entre a pressão hidrostática e dinâmica logo o flutuador movimenta-se para cima. Um dos dispositivos pioneiros a usarem este princípio foi o *Archimedes Wave Swing*, figura 1.5, com uma potência máxima instantânea de 2MW desenvolvido na Holanda e testado em Portugal nos anos 2001, 2002 e 2004 (FALCÃO, 2010).

## Capítulo 1 - Introdução

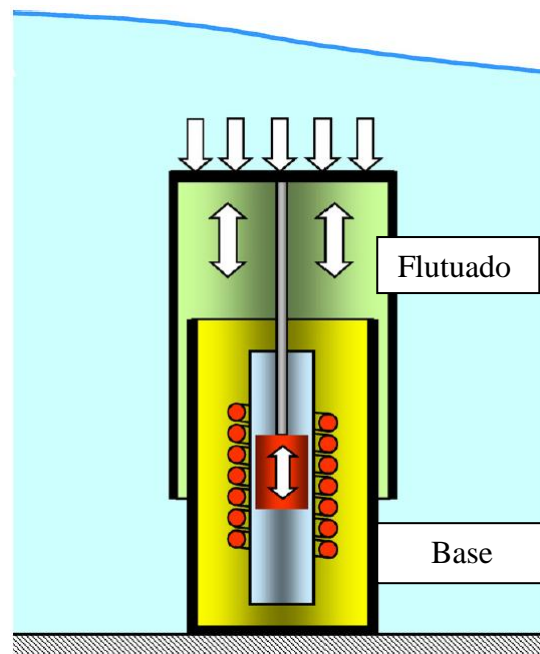


Figura 1.5 – Representação Esquemática do *Archimedes Wave Swing* (FALCÃO 2010)

O dispositivo de galgamento é outra diferente forma de conversão da energia das ondas, no qual se aproveita a energia cinética durante a crista da onda armazenando-a em forma de energia potencial através de um reservatório instalado acima da superfície livre do mar. No último estágio do processo a água passa por uma turbina hidráulica convencional para baixas alturas manométricas (KOFOED ET AL., 2006). O *Tapchan* (*Tapered Channel Wave Power Device*) utilizou este princípio durante seu desenvolvimento na Noruega no começo da década de 80 com potências máximas de 350kW. Posteriormente, no ano de 2003, outro dispositivo chegou a ser desenvolvido pela União Européia, denominado *Wave Dragon*. Seus testes ocorreram na Dinamarca onde forneceu energia elétrica a lares por mais de 20.000 horas. As potências máximas chegaram 11MW e uma característica peculiar deste foi à adaptação ao clima de onda através de um controle da sua altura (KOFOED ET AL., 2006). A figura 1.6 ilustra o princípio de funcionamento desse dispositivo.

## Capítulo 1 - Introdução

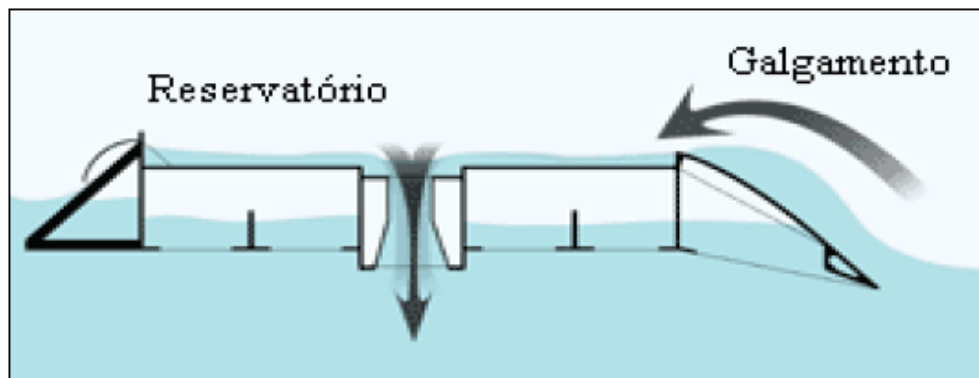


Figura 1.6 – Desenho esquemático do *Wave Dragon* ([www.wavedragon.com](http://www.wavedragon.com))

O OWC, ilustrado na figura 1.7, é uma câmara parcialmente submersa que recebe as oscilações provenientes das ondas do mar. Tais flutuações trazem a alteração do nível de água dentro da câmara. O ar é então forçado através de um conjunto turbina-gerador que gera energia elétrica (NIELSEN ET AL., 2006). Como o topo da câmara está em contato com a atmosfera quando sobe o nível da água na câmara há uma geração de pressão manométrica. Ao obter o equilíbrio há um escoamento de ar da câmara para a interface atmosférica. No outro ciclo, ou seja, quando há redução da altura no nível de água na câmara tem-se a geração de pressão de vácuo, mais uma vez, buscando o equilíbrio no sistema irá ocorrer um fluxo de ar da atmosfera para a câmara.

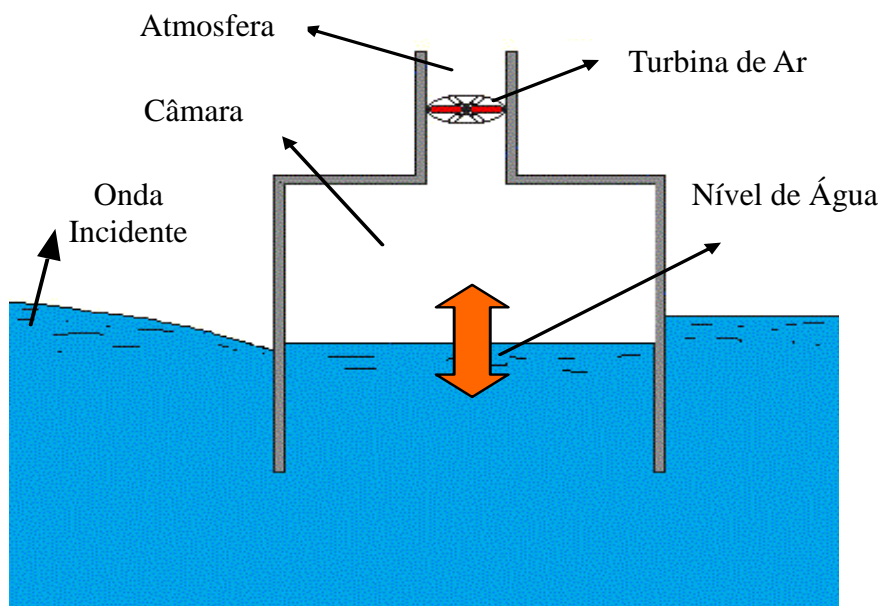


Figura 1.7 – Ilustração do Princípio de Funcionamento de um OWC

## Capítulo 1 - Introdução

### 1.2.2 TURBINAS AUTORETIFICADORAS

As turbinas auto retificadoras são aquelas capazes de rotacionar no mesmo sentido independentemente da direção do fluxo de ar: saindo quando há pressurização dentro da câmara ou entrando quando há uma depressão de ar dentro da câmara (TWIDELL, 2006). Basicamente há dois tipos destas turbinas: Turbina Wells e a Turbina de Impulso.

Baseado nas clássicas turbinas de vapor de Laval foi patenteada em 1975 por Ivan Andreevich Babintsev uma turbina auto retificadora de impulso, com duas filas de pás guias colocadas em ambos os lados do rotor ilustradas na figura 1.8. Trabalham com frequências baixas (inferiores a 1000 rpm) e seu funcionamento baseia-se no aproveitamento da energia cinética do escoamento. Uma vez desprezada a componente radial da velocidade, ao longo da área varrida das pás, há somente uma componente axial na entrada da turbina que é dependente da vazão de ar. Sendo assim, o estator da turbina tem a função de acelerar o escoamento fornecendo uma componente tangencial de velocidade na entrada do rotor (GOMES, 2007).

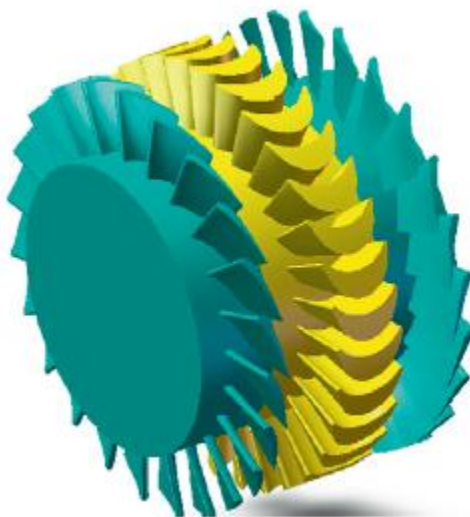


Figura 1.8 - Turbina de Impulso (Fonte: Falcão and Gato, 2012)

O ângulo de saída do fluxo de ar é praticamente igual ao ângulo de saída da pá do rotor. As pás destes possuem extremidades simétricas e pontiagudas como pode ser visto na figura 1.9, sendo estes locais de estagnação da velocidade.

## Capítulo 1 - Introdução

A turbina de impulso utiliza frequências de rotação próximas a 1000 RPM, logo não se prevê efeitos de compressibilidade haja vista que o número de Mach fica abaixo de 0,3. (GOMES, 2007).

O diagrama de velocidades da turbina é demonstrado na figura 1.9. Neste identifica-se que a extração da energia cinética é obtida minimizando a velocidade de saída e entregando ao rotor a componente tangencial de velocidade. Assim sendo o escoamento entra na turbina axialmente com uma velocidade  $V_1$ , recebe o direcionamento das pás guias através do ângulo  $\alpha_2$  introduzindo uma velocidade tangencial  $V_t$  e a energia cinética é então aproveitada pelo rotor. Como o ângulo da velocidade absoluta na saída do rotor é nulo o escoamento entre entrada e saída das pás guias não está alinhado, surgindo um problema conhecido das turbinas de impulso: não é possível ter simultaneamente sentido de fluxo correto no rotor e nas pás guias do estator de saída. (FALCÃO E GATO, 2012).

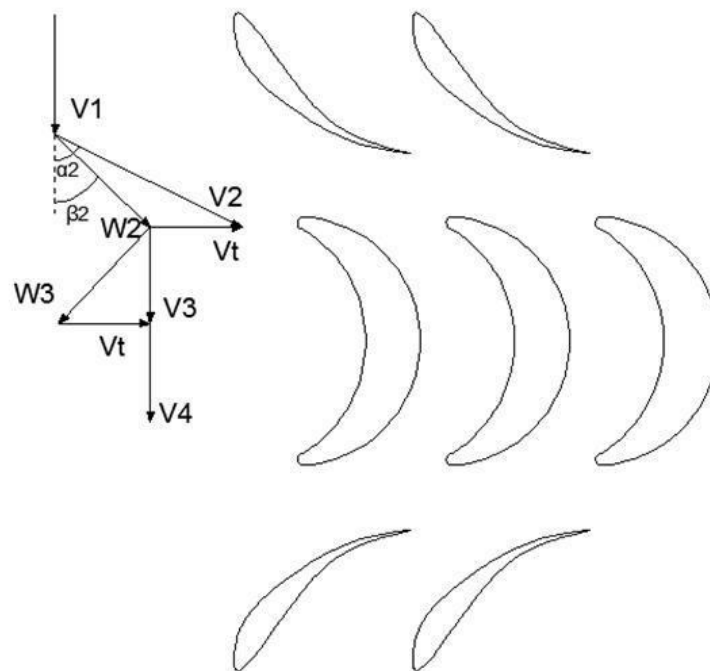


Figura 1.9 – Pás Guias, Rotor e Diagrama de Velocidades da Turbina de Impulso.

Já a turbina Wells, ilustrada na figura 1.10, foi inventada por Alan Wells em 1976 e utiliza um rotor com perfis não curvos e simétricos posicionados ortogonalmente ao eixo principal podendo ou não possuir pás guias. Devido a sua simplicidade e eficiência de operação numerosos estudos em diversos países tem sido feitos no sentido elevar suas

## Capítulo 1 - Introdução

aplicabilidades. A turbina Wells extrai a energia em forma do diferencial de pressão através da mesma. (DHANASEKARAN E GOVARDHAN, 2005).

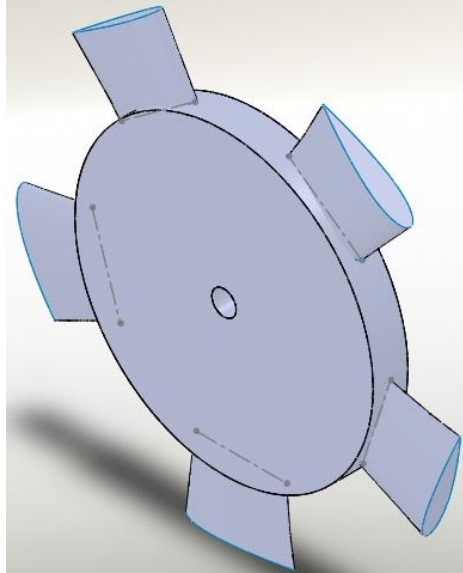


Figura 1.10 – Vista Isométrica do Rotor da Turbina Wells

Diversos estudos vêm sendo realizados por pesquisadores, Watterson e Raghunathan (1998) estudaram os efeitos da solidez na queda de pressão, torque e eficiência da turbina. Análises numéricas do desempenho aerodinâmico foram realizadas por Thakker et al. (2001), a curva de histerese características de turbinas Wells sob escoamento variável foi abordada por Setoguchi et al. (2003).

Apesar de receber atenção da comunidade científica nestes últimos anos há ainda significativos avanços para o completo conhecimento das turbinas Wells. Não há um banco de dados sobre o comportamento da resistência imposta pela turbina a passagem de ar. Tal resultado poderia auxiliar os modelos numéricos que abordam otimizações geométricas da turbina e da câmara dos dispositivos de OWC. Há necessidade de validar o modelo teórico apresentado por Dias et al. (2012), e desenvolver assim uma metodologia experimental para avaliação destas turbinas. Tais ações podem desencadear a análise de parâmetros capazes de otimizar o rendimento dos dispositivos de conversão de energia das ondas, potencializando assim um protótipo a ser instalado no estado do Rio Grande do Sul no Brasil.



## Capítulo 1 - Introdução

### 1.3 OBJETIVOS

O objetivo geral deste trabalho é o desenvolvimento experimental para a construção e avaliação do funcionamento de uma turbina Wells de único estágio.

#### 1.3.1 OBJETIVOS ESPECÍFICOS

São objetivos específicos do trabalho:

- Desenvolvimento de um projeto teórico da turbina.
- Construção da turbina para teste em túnel de ensaio (bancada de testes da turbina) no Laboratório de Sistemas Térmicos da FURG.
- Ensaios e avaliação das curvas características na turbina.

### 1.4 DELINEAMENTO DO TRABALHO

Este estudo está dividido em oito capítulos. O capítulo 2 fundamenta a turbina Wells e seus componentes, enfatizando a influência dos mesmos em resultados obtidos por outros pesquisadores. O capítulo 3 aborda a metodologia para o projeto teórico da turbina e suas guias, desde variáveis de entrada do projeto, as propriedades dos perfis utilizadas e as variáveis de saída caracterizadas. O capítulo 4 apresenta a construção da turbina com o detalhamento de métodos e parâmetros empregados à partir dos resultados teóricos obtidos. O capítulo 5 explora a instrumentação montada no túnel de ensaio trazendo os resultados experimentais registrados nos ensaios da turbina. No capítulo 6 tem-se a discussão dos resultados e comparação dos mesmos com o projeto teórico. O capítulo 7 conclui o trabalho e apresenta propostas para estudos posteriores. Por fim o capítulo 8 traz as referências bibliográficas utilizadas nesta dissertação.

## 2 FUNDAMENTOS DA TURBINA WELLS

### 2.1 PRINCÍPIOS DE OPERAÇÃO

Uma das principais características da turbina Wells é a simplicidade de construção que se dá com a fixação de um número de pás radialmente posicionadas em um cubo cilíndrico. As linhas de corda dos planos destas pás ficam normais ao eixo da turbina garantindo assim a simetria em ambos os lados, o que permite a rotação em um único sentido indiferentemente da direção do fluxo de ar que a atravessa. Conforme a teoria clássica, um perfil que está contido em um escoamento sob uma determinada inclinação angular  $\alpha$  sofre a ação de duas forças: o arrasto  $F_d$  que ocorre na direção da superfície livre dependente da velocidade relativa  $W$  e a sustentação  $F_l$  que é ortogonal a superfície livre de fluxo. A figura 2.1 apresenta o perfil de uma pá de turbina Wells com as respectivas velocidades e forças.

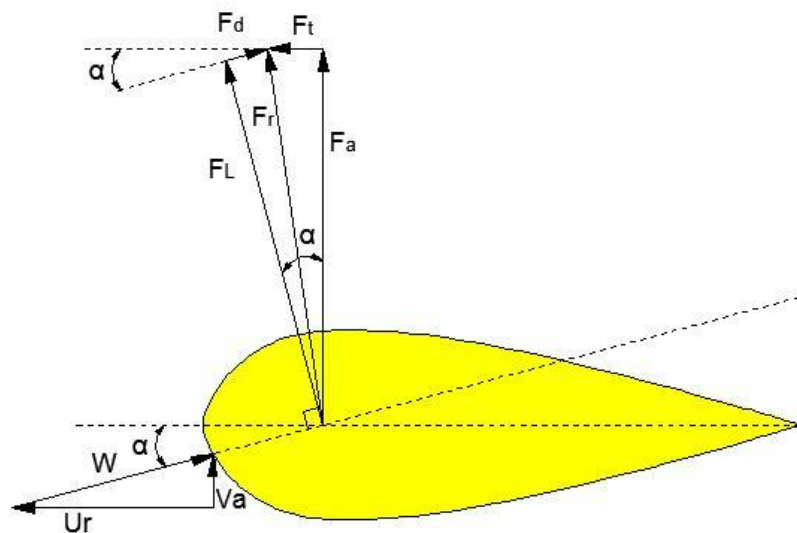


Figura 2.1 – Triângulos de Velocidades e Forças de um Perfil de Pá de Turbina Wells

Assim sendo, as forças tangencial e axial resultantes são dadas respectivamente pelas equações 2.1 e 2.2.

## Capítulo 2 – Fundamentos da Turbina Wells

$$F_t = F_L \sin \alpha - F_d \cos \alpha \quad (2.1)$$

$$F_a = F_L \cos \alpha + F_d \sin \alpha \quad (2.2)$$

As componentes das forças de arrasto e sustentação são reproduzidas através de coeficientes obtidos nos ensaios em túnel de ensaio dos diversos perfis existentes para determinados ângulos de ataque ( $\alpha$ ). A figura 2.2 apresenta os coeficientes de sustentação  $C_l$  e arrasto  $C_d$  para o perfil NACA 0021 com ângulos de ataque na faixa de  $-15^\circ$  a  $+15^\circ$ .

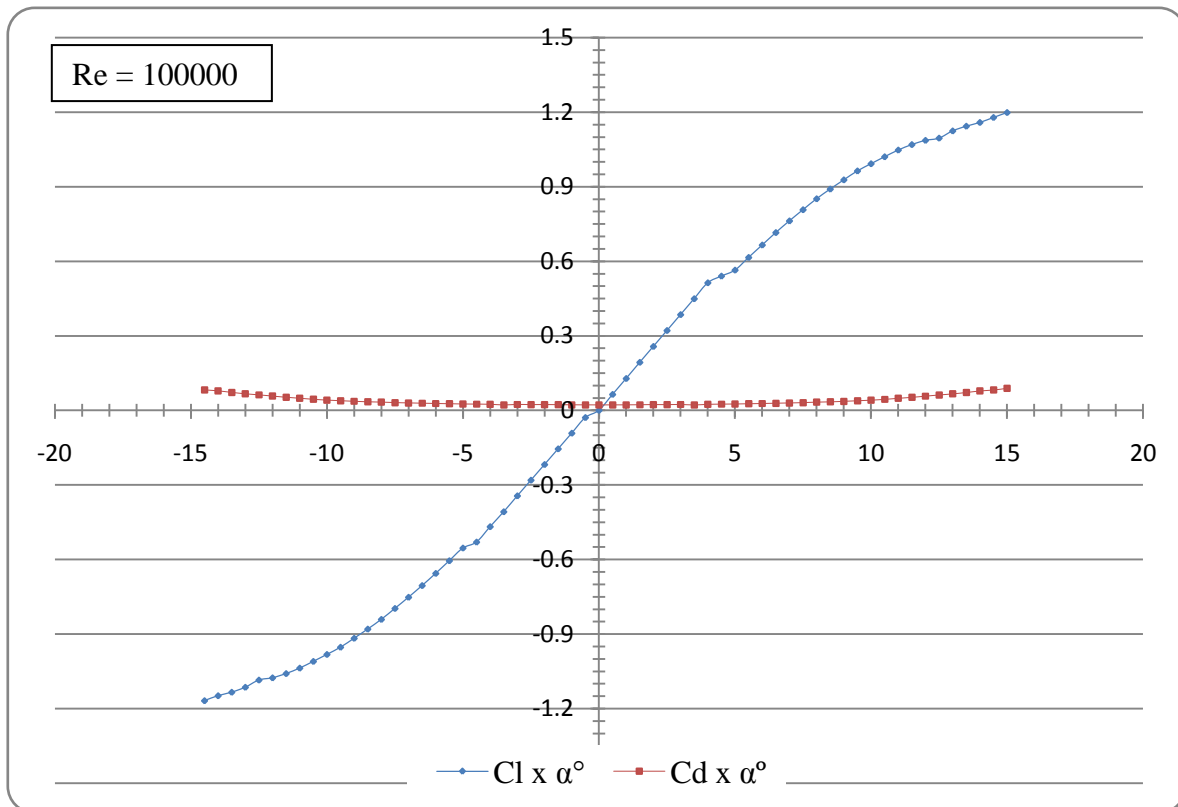


Figura 2.2 – Coeficientes de Arrasto e Sustentação do Perfil NACA0021.

Como o perfil é simétrico o sentido da força tangencial  $F_t$  permanece inalterado diante de ângulos de ataque positivos ou negativos. Esta característica física torna desnecessária a instalação de válvulas direcionadoras de fluxo nas turbinas Wells.

O desempenho desta turbina pode ser expresso por adimensionais de diferencial de pressão, coeficiente de força tangencial, relação entre potências de entrada e saída e ainda por coeficiente de fluxo. No entanto o completo entendimento da turbina Wells e suas curvas

## Capítulo 2 – Fundamentos da Turbina Wells

características passam pela compreensão das relações geométricas de sua construção e outros fatores as quais são submetidas.

### 2.2 FATORES INFLUENTES NO DESEMPENHO DAS TURBINAS WELLS

A seguir serão abordados os principais fatores que influenciam o desempenho das turbinas Wells de único estágio, onde se busca capacitar o fundamento para o projeto da mesma. Dentre as considerações de projeto há nove fatores que influenciam o desempenho da turbina dispostos na figura 2.3 e que serão descritos a seguir.

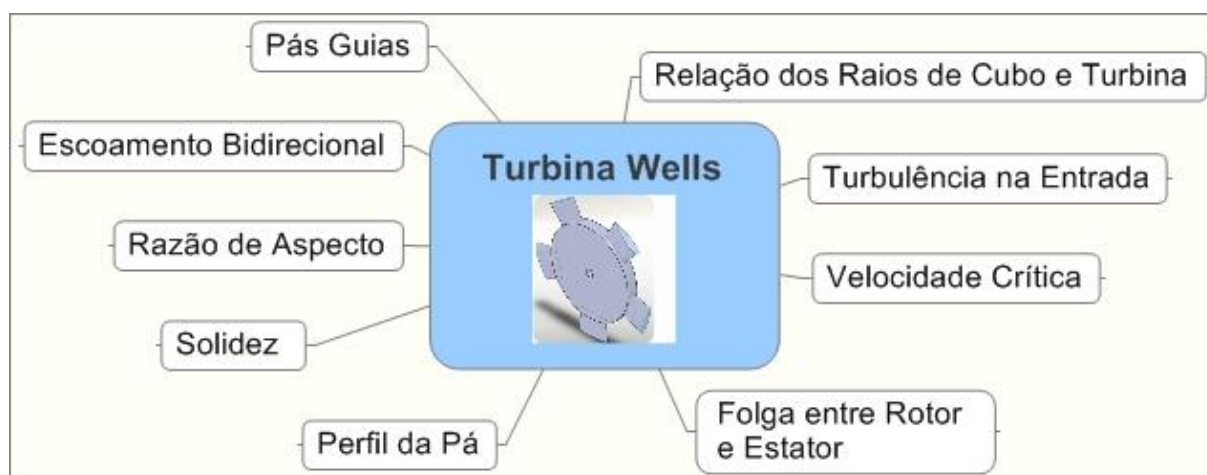


Figura 2.3 – Fatores Influentes no Desempenho da Turbina Wells

#### 2.2.1 PERFIL DAS PÁS

Estudos preliminares apontam para a utilização de perfis NACA série de quatro dígitos com taxas de espessuras, ou seja, distâncias entre bordos máximas dos perfis com relação ao comprimento da corda, de 12 a 21% (FALCÃO E GATO, 2012). Por outro lado Setoguchi et. al (2003) comparou quatro perfis entre si, NACA 0015, NACA 0020, HSIM15 e CA9 e ratificou o aproveitamento do perfil NACA 0020, que apresentou rendimento de 8% superior ao CA9. Contudo uma revisão de 24 artigos experimentais e numéricos durante os anos de 1995 a 2011 apresentam a proporção de utilização de perfis exposta na figura 2.4.

## Capítulo 2 – Fundamentos da Turbina Wells

**Percentual de Uso dos Perfis em Turbinas Wells**

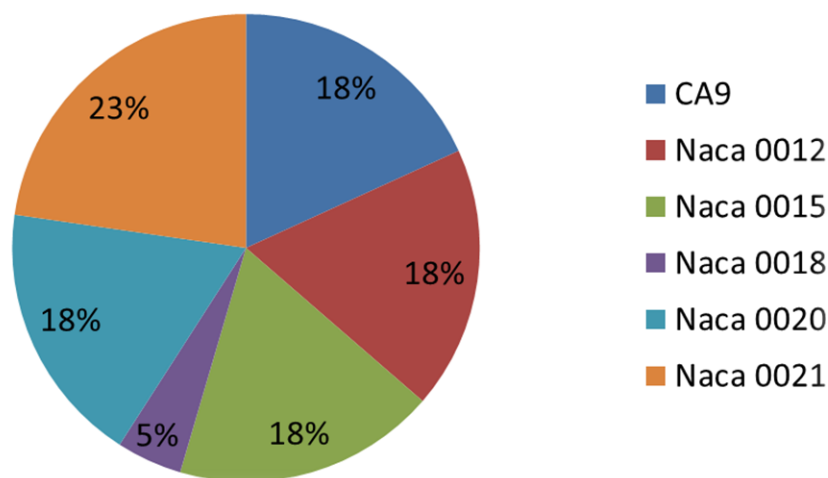


Figura 2.4 – Utilização de Perfis em Publicações de Turbinas Wells

### 2.2.2 PÁS GUIAS

As pás guias são utilizadas em inúmeras turbomáquinas cujo objetivo é elevar o desempenho das mesmas. Segundo GovardhaneDhanasekaran(1998), uma das principais razões para rendimentos reduzidos das turbinas Wells, é a utilização de pequenos ângulos de ataque o que gera uma força tangencial inferior se comparada com a força axial. Sendo assim as pás guias estabilizam o fluxo na entrada da turbina, removem turbulências no escoamento da saída e elevam a força tangencial ao longo das pás da turbina. Takao et. al. (1996) publicou que o coeficiente de torque para turbinas com pás guias mantêm valores superiores, ampliando o intervalo de coeficiente de fluxo em que a turbina pode ser utilizada. A razão para tal é que a força tangencial nestas turbinas é superior mesmo para um ângulo de ataque maior. Além disso, a perda de torque devido ao desprendimento de vórtices é inferior para turbinas com pás guias, pois o fluxo de ar entra direcionado na turbina, razão que permite melhores características de partida e de transições nos diferentes regimes de operação(TAKAO ET AL., 1998).

## Capítulo 2 – Fundamentos da Turbina Wells

Suzuki (2005) comparou a eficiência de um rotor de turbina Wells com e sem pás guias. Os resultados experimentais da turbina com pás guias apresentaram incrementos de 11% e 22% de eficiência e potencia respectivamente.

O projeto das pás guias envolve principalmente as definições do perfil das pás, número de pás, ângulo de posicionamento com o eixo e a distância com o rotor. Esta última foi abordada por Takao et.al. (1996) que, através de estudos experimental e numérico de um rotor com perfil NACA 0020, com pás guias dispostas em cinco diferentes distâncias do mesmo, concluiu que há uma posição ótima entre rotor e pás guias e que quanto maior a for esta proximidade há um favorecimento da partida da turbina. A figura 2.5 apresenta um conjunto de pás guias posicionada em um duto anelar.

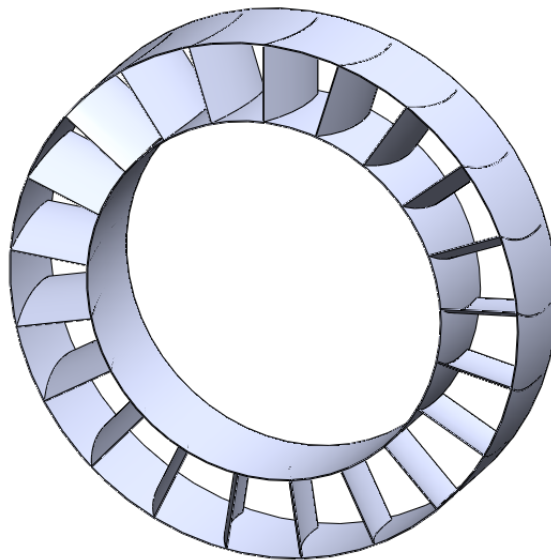


Figura 2.5 – Vista Isométrica de um Conjunto de Pás Guias

### 2.2.3 SOLIDEZ

A solidez  $S$  é uma medida de bloqueio do fluxo de ar na turbina que relaciona a área ocupada pelas pás e a área do anel da turbina conforme apresenta a figura 2.6, sendo uma importante variável de projeto que altera condições de partida e regime da turbina.

## Capítulo 2 – Fundamentos da Turbina Wells

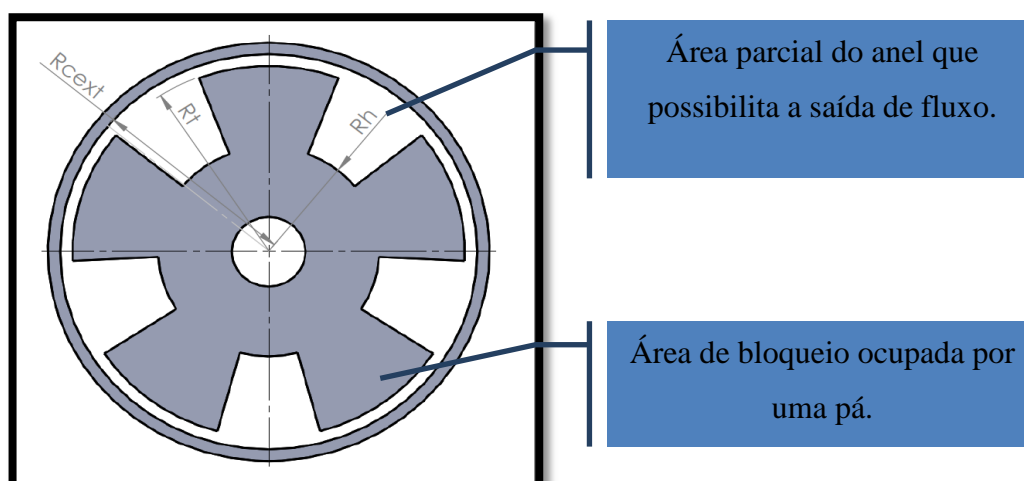


Figura 2.6 – Representação da Solidez da Turbina

Segundo Raghunathan (1995) para valores de solidez inferiores a 0,5 não há diferenças significativas entre o rendimento experimental e teórico. A redução de eficiência para turbinas Wells se dá em elevados valores de solidez onde ocorre uma redução da energia cinética associada à geração de vórtices e a elevação do diferencial de pressão. Falcão e Gato (2012) expõem que a escolha da solidez da turbina deve levar em consideração o tipo de escoamento na câmara que é decorrente do clima de ondas onde será utilizada. Porém Mohamed (2011) relata que para a turbina obter partida própria a solidez deve ser superior a 0,51. Diante destas colocações torna-se importante adaptar o projeto da turbina ao sistema em qual será instalada, passando do clima de onda até o gerador que será acoplado, no entanto para atender os objetivos desta dissertação optou-se por um valor de solidez fixo.

### 2.2.4 RELAÇÃO DOS RAIOS DO CUBO E TURBINA

Segundo Raghunathan (1995) a relação entre os raios do cubo e turbina ( $h = R_h/R_t$ ) tem relevante relação com os resultados de eficiência da turbina. O autor observou que, em ensaios realizados com diversos perfis de pá, a eficiência reduz quando a relação entre os raios aumenta. Mohamed (2011) considera a geração de escoamento do ar com ângulos localizados na interação com a estrutura da pá e o cubo. Salienta ainda que os vórtices se propagam na pá desde o cubo até o raio da turbina. Como forma geral, para ensaios de pequena escala, a relação entre o raio do cubo e o raio da turbina deve estar em torno de 0,7.

## Capítulo 2 – Fundamentos da Turbina Wells

## 2.2.5 RAZÃO DE ASPECTO

A razão de aspecto  $AR$  é o parâmetro que relaciona os comprimentos da pá e da corda do perfil conforme esboça a figura 2.7. A redução da razão de aspecto aumenta a eficiência retardando a ocorrência de vórtices, pois há uma maior vazão mássica de ar passando pela extremidade da pá (RAGHUNATHAN, 1995). No entanto Mohamed (2011) relata que a análise deve levar em consideração a alteração que ocorre do número de Reynolds na medida em que o comprimento de corda é alterado e concorda que ambos têm significativa influência na eficiência da turbina, porém faz ressalvas a abordagem das consequências isoladas da razão de aspecto e ou número de Reynolds. Contudo segundo Raghunathan, (1995) para projetos de turbinas Wells recomenda-se que a razão de aspecto seja próxima a 0,5.

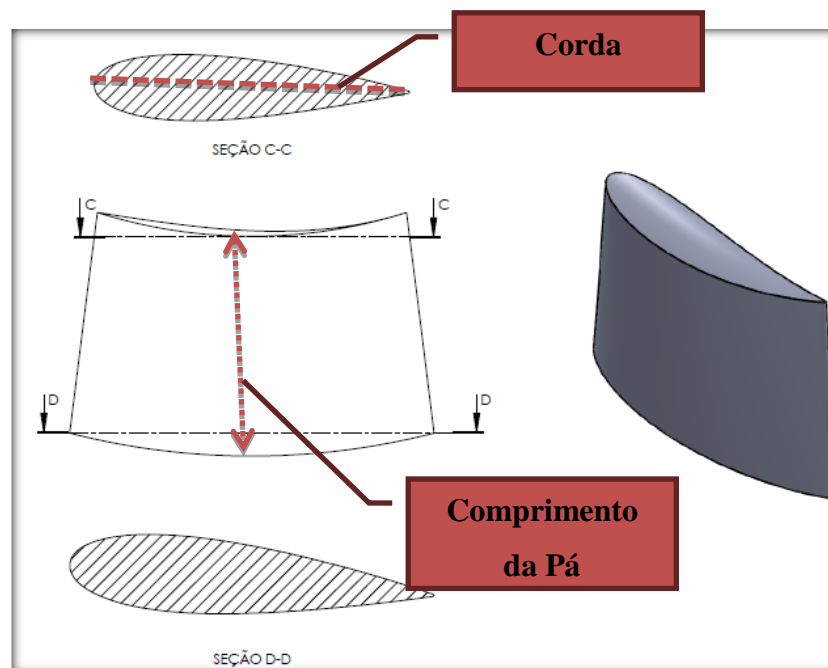


Figura 2.7 – Geometrias usadas na definição de razão de aspecto da pá da turbina



## Capítulo 2 – Fundamentos da Turbina Wells

### 2.2.6 FOLGA ENTRE ROTOR E ESTATOR

Assim como as demais turbomáquinas a folga existente entre o rotor e carenagem externa da turbina Wells é um parâmetro importante de projeto. Geralmente ele está referenciado na forma de razão entre esta folga e o comprimento de corda denominado neste projeto de  $Tc$ . A redução da folga gera vórtices, porém eleva a eficiência na medida em que reduzem as perdas de vazamento do fluido, em contrapartida uma turbina com uma folga relativa pode operar em um intervalo mais amplo de coeficiente de fluxo sem geração de vórtices no escoamento (RAGHUNATHAN, 1995). Mohamed (2011) declara que não há vantagens em folgas superiores a 2% do comprimento da corda, portanto recomenda que  $Tc \leq 0,02$ .

### 2.2.7 TURBULÊNCIA NA ENTRADA

De forma geral as turbomáquinas são sensíveis às condições do escoamento na entrada, causadas pela distorção do perfil de velocidades e os níveis de turbulência. Raghunathan (1995) avaliou resultados experimentais concluindo um aumento apreciável na eficiência da turbina Wells depende da elevação significativa dos níveis de turbulência na entrada. Sendo assim a turbina Wells, comparada com outras turbomáquinas, mostra-se menos sensível a intensidade de turbulência na entrada, pois a velocidade absoluta oriunda dos níveis de turbulência é apenas uma fração da velocidade do rotor.

### 2.2.8 ESCOAMENTO BIDIRECIONAL

Segundo Setoguchi et al. (2001) medições realizadas em OWC instalados na Índia e no Japão apresentaram velocidades de exaustão (quando o ar sai da câmara para atmosfera) maior do que na admissão. Esta oscilação de fluxo altera o coeficiente da força tangencial, que está diretamente relacionado ao torque que a turbina gera, e a mesma assume uma curva de histerese característica, conforme apresentado na figura 2.8.

## Capítulo 2 – Fundamentos da Turbina Wells

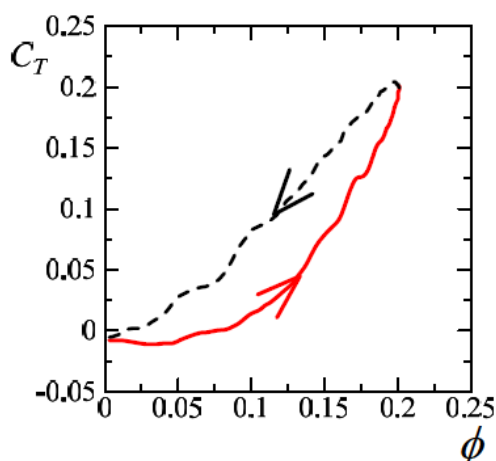


Figura 2.8 – Curva de histerese característica da turbina Wells (Fonte: MOHAMED, 2006).

Baseado nestas considerações Setoguchiet al. (2001) concluiu que uma previsão das características da turbina utilizando testes quase estáticos poderia resultar em menor acurácia. No entanto Thakker e Abdulhadi (2008) realizaram testes bidirecionais com modelos senoidais e randômicos e obtiveram resultados muito semelhantes entre as medições experimentais e um modelo numérico quase estático. Já Raghunathan (1995) enfatiza que o efeito de histerese é criado pela assimetria na camada limite desenvolvida pela superfície da pá e o movimento de oscilação do escoamento. Este efeito tende a crescer com o aumento da solidez, porém em turbinas maiores o mesmo pode ser reduzido uma vez que a camada limite na pá da turbina é essencialmente turbulenta e espessa. Embora o projeto da turbina seja para atender uma faixa de ângulos de ataque, poderão surgir situações no mar em que o clima de onda levará a turbina a operar com uma velocidade aquém da desejada, logo serão exigidas forças alternantes nas pás e rolamentos atenuando seu ciclo de vida.

### 2.2.9 VELOCIDADE CRÍTICA

A velocidade critica das turbinas Wells é aquela cuja pá torne o número de Mach unitário logo acima deste valor têm-se os efeitos transônicos que trazem ondas de choque e elevação significativa do arrasto nas pás e consequente redução da eficiência aerodinâmica. Raghunathan (1995) também salienta as colisões que ocorreram nas pás em virtude das ondas de choque o que reduziria a vida útil da turbina. No caso da Wells a velocidade que determina

## Capítulo 2 – Fundamentos da Turbina Wells

o número de Mach crítico é a velocidade relativa entre as pás e a vazão de ar, sendo assim dependente da frequência de rotação da turbina. Estudos relatam que o número de Mach crítico reduz significativamente com o aumento da solidez ou da espessura do perfil das pás em contraponto há um aumento do Mach crítico quando se incrementa a vazão de ar. As considerações deixam claro que deve ser evitado o número de Mach crítico atentando para que a velocidade da turbina fique abaixo deste limite, ensaios conservadores para perfil NACA 0012 com solidez de 0,3 e ângulos de ataque de  $\pm 8$  apontam que o número de Mach deve ser inferior a 0,4.

Após a fundamentação teórica das variáveis importantes no estudo das turbinas Wells busca-se a criação de uma metodologia de projeto capaz de atender as recomendações geométricas expostas na revisão bibliográfica. Esta será objeto de estudo do capítulo seguinte.

### 3 METODOLOGIA DE PROJETO DA TURBINA WELLS

Após as considerações apresentadas no capítulo dois é possível notar a complexidade do projeto de uma turbina Wells devido aos inúmeros fatores que cercam as variáveis de projeto. Neste capítulo o objetivo é apresentar uma metodologia baseada nas recomendações de projetos citadas na revisão bibliográfica potencializando assim a construção de uma turbina de único estágio. A figura 3.1 esquematiza as três etapas do procedimento de projeto com os principais parâmetros a ser obtidos e ou calculados da turbina Wells.

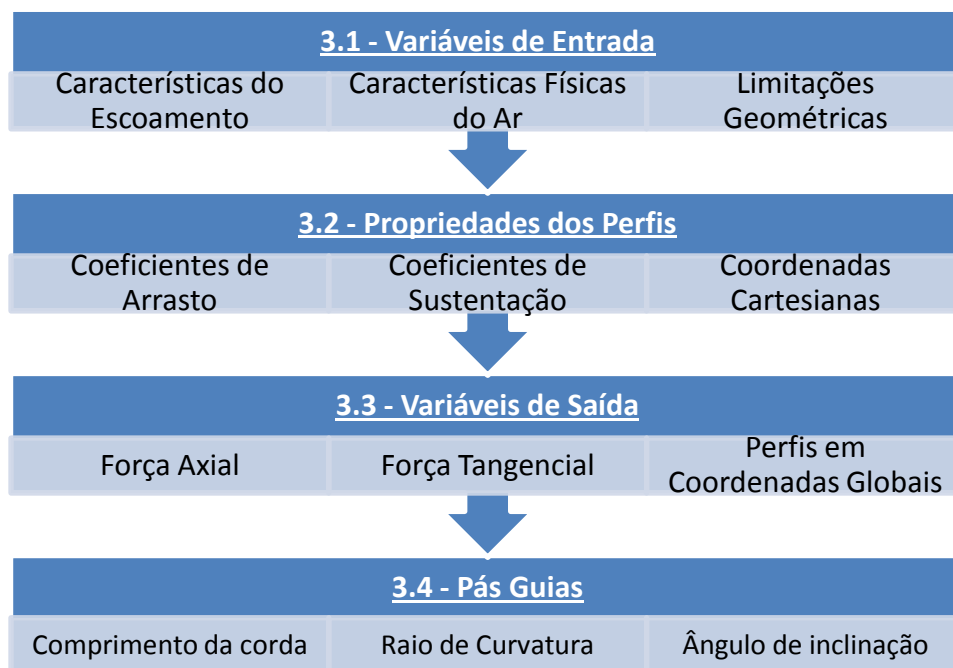


Figura 3.1 – Etapas da Metodologia de Projeto

#### 3.1 Variáveis de entrada do projeto

Os dados de entrada do projeto da turbina Wells foram baseados nos trabalhos encontrados na literatura.

## Capítulo 3 – Metodologia de Projeto da Turbina Wells

### 3.1.1 PROPRIEDADES DO AR

O ar circula no túnel de ensaio à pressão atmosférica e 20°C, neste estado a viscosidade cinemática  $\vartheta$  e a massa específica  $\rho$  são:

$$\vartheta = 1,604 \times 10^{-5} \text{ m}^2/\text{s}$$

$$\rho = 1,165 \text{ kg/m}^3$$

### 3.1.2 VELOCIDADE AXIAL

A velocidade axial  $V_a$ , foi obtida a partir de testes realizados no túnel de ensaio do Laboratório dos Sistemas Térmicos da Universidade Federal do Rio Grande e fixada para fins de dimensionamento da turbina em  $V_a = 7 \text{ m/s}$ .

### 3.1.3 RAIOS DA TURBINA

O raio da extremidade da pá  $R_t$  é restringido pelas dimensões do túnel de ensaio que possui seção quadrada com aresta  $AL = 500 \text{ mm}$ . Assim sendo estipulou-se um  $R_t = 245 \text{ mm}$ .

### 3.1.4 RELAÇÃO DOS RAIOS DO CUBO E TURBINA

A relação dos raios  $h$  é definida pela equação 3.1.

$$h = \frac{r_h}{R_t} \quad (3.1)$$

Onde:

$r_h$  : raio do cubo da turbina [m]

### Capítulo 3 – Metodologia de Projeto da Turbina Wells

$R_t$  : raio da extremidade da pá [m]

Conforme recomendação apresentada no capítulo 2 à relação entre os raios utilizada neste projeto é  $h=0,7$ . A partir desta consideração é possível obter o raio do cubo tendo em vista que o raio da turbina foi limitado pela aresta do túnel de ensaio.

#### 3.1.5 COMPRIMENTO DA PÁ

O comprimento da pá  $b$  é obtido em seguida através da equação 3.2.

$$b = R_t - r_h \quad (3.2)$$

Onde:

$b$ :comprimento da pá [m]

#### 3.1.6 RAZÃO DE ASPECTO DA PÁ

A razão de aspecto da pá  $AR$  é definida pela razão entre o comprimento e a corda da pá, conforme apresentado na equação 3.3. Neste projeto adotou-se o valor de 0,7.

$$AR = \frac{b}{c} \quad (3.3)$$

Onde:

$c$ : corda da pá [m]

Como o comprimento da pá já fora determinado através da equação 3.2, utiliza-se a equação 3.3 para determinar o comprimento da corda da pá.

## Capítulo 3 – Metodologia de Projeto da Turbina Wells

### 3.1.7 NÚMERO DE PÁS

Para este projeto foi escolhido o número de pás  $Z= 8$ , o que influenciará no valor de solidez que será tratado a seguir.

### 3.1.8 SOLIDEZ DA PÁ

A solidez da pá  $S$  é dada pela equação 3.4. Segundo Mohamed (2011) o valor da solidez deve superar 0,51 para que a partida da turbina seja facilitada.

$$S = \frac{Z c}{\pi R_t (1+h)} \quad (3.4)$$

Onde:

$S$  : Solidez

$Z$ : Número de pás da turbina

$c$ : comprimento da corda da pá [m]

$R_t$ : raio da turbina [m]

$h$ : Relação entre raios do cubo e da turbina

Logo com a utilização da equação 3.4 chega-se a uma solidez neste projeto de  $S=0,64$ .

### 3.1.9 ÁREA VARRIDA PELAS PÁS

É o somatório das áreas ocupadas por pás na turbina, logo a área varrida pelas pás  $A_v$  é obtida pela equação 3.5.

$$A_v = b Z c \quad (3.5)$$

### Capítulo 3 – Metodologia de Projeto da Turbina Wells

#### 3.1.10 RAZÃO ENTRE FOLGA DA TURBINA E CORDA

A razão entre a folga da turbina e corda ( $T_c$ ) é dada pela equação 3.6.

$$T_c = \frac{f}{c} \quad (3.6)$$

Onde:

$f$ : folga entre estator e rotor da turbina [m]

$c$ : corda do perfil da pá [m]

Mohamed (2011) recomenda que  $T_c \leq 0,02$ , logo esta relação deve ser em torno de 2%, assim sendo com a equação 3.6 calcula-se a folga entre estator e rotor da turbina.

A tabela 3.1 sumariza as variáveis de entrada usadas neste projeto.

Tabela 3.1 – Variáveis de projeto

Variáveis	Valores de Projeto
Viscosidade cinemática – $\nu$ (m <sup>2</sup> /s)	$1.604 \times 10^{-5}$
Massa específica do ar – $\rho$ (kg/m <sup>3</sup> )	1.165
Velocidade axial no túnel – $V_a$ (m/s)	7.00
Número de pás – $Z$	8
Solidez – $S$	0.64
Raio da turbina – $R_t$ [mm]	245
Relação Raio do Cubo e Raio da Raiz – $h$	0.7
Raio do Cubo – $R_h$ [mm]	171.5
Comprimento da pá – $b$ [mm]	73.5
Área varrida – $A$ [m <sup>2</sup> ]	0.18857
Razão aspecto da pá – $AR$	0.7
Folga entre carenagem e rotor – $f$ [mm]	1.05
Razão Folga Turbina / corda – $T_c/c$	0.01
Corda – $c$ [mm]	105



## Capítulo 3 – Metodologia de Projeto da Turbina Wells

### 3.2 PROPRIEDADES DOS PERFIS

Após as condições geométricas expostas faz-se necessário estudar quais os perfis simétricos utilizados nas turbinas Wells e correlacionar as propriedades dos mesmos na forma de coeficientes de sustentação e arrasto o que potencializará os cálculos de potência e rendimento da turbina.

#### 3.2.1 ESCOLHA DOS PERFIS AERODINÂMICOS

A revisão bibliográfica de Mohamed (2011), Mamun (2006), Thakker and Abudalhadi (2008), Raghunathan (1995) e Setoguchi et al. (2003) demonstrou equilíbrio na utilização dos perfis NACA (vide figura 2.4). Sendo assim este projeto fez um comparativo do rendimento, potência e torque obtidos com a turbina para os perfis NACA 0012, 0015, 0018, 0020 e 0021, permitindo estabelecer qual o perfil demonstrava maior potência mecânica para os parâmetros de entrada do projeto.

#### 3.2.2 COEFICIENTES DE SUSTENTAÇÃO E ARRASTO

Para a determinação dos coeficientes de sustentação  $C_l$  e de arrasto  $C_d$  foi utilizado o site da AID - *Airfoil Investigation Database*, o qual possui a base de dados virtual dos perfis ensaiados pela *University of Illinois* cuja última atualização data de 26 de maio de 2013. Assim optou-se como ângulo de ataque aquele em que o coeficiente de sustentação é máximo, no entanto a tabela 3.2 apresenta, como exemplo, os coeficientes para o perfil NACA 0021.

### Capítulo 3 – Metodologia de Projeto da Turbina Wells

Tabela 3.2 -Coeficientes de sustentação e de arrasto em função do ângulo de ataque para o perfil NACA 0021 para Reynolds 100000.

$\alpha[^\circ]$	$C_l$	$C_d$		$\alpha[^\circ]$	$C_l$	$C_d$		$\alpha[^\circ]$	$C_l$	$C_d$
-15.0	-1.188	0.08912		-5.0	-0.554	0.0257		5.5	0.615	0.02659
-14.5	-1.168	0.0823		-4.5	-0.53	0.02512		6.0	0.665	0.02757
-14.0	-1.148	0.07845		-4.0	-0.468	0.02438		6.5	0.715	0.02875
-13.5	-1.134	0.07218		-3.5	-0.408	0.02187		7.0	0.762	0.02982
-13.0	-1.114	0.06661		-3.0	-0.344	0.02384		7.5	0.807	0.0311
-12.5	-1.085	0.06228		-2.5	-0.281	0.02315		8.0	0.851	0.03308
-12.0	-1.076	0.0574		-2.0	-0.218	0.02337		8.5	0.89	0.0342
-11.5	-1.059	0.05267		-1.5	-0.155	0.02279		9.0	0.927	0.0363
-11.0	-1.037	0.04872		-1.0	-0.092	0.02236		9.5	0.963	0.03863
-10.5	-1.01	0.04447		-0.5	-0.029	0.02216		10.0	0.992	0.041
-10.0	-0.982	0.04125		0.0	0	0.022		10.5	1.02	0.0442
-9.5	-0.953	0.03884		0.5	0.064	0.02203		11.0	1.047	0.04843
-9.0	-0.917	0.0365		1.0	0.128	0.02222		11.5	1.069	0.05235
-8.5	-0.88	0.03438		1.5	0.193	0.02265		12.0	1.086	0.05704
-8.0	-0.841	0.03324		2.0	0.257	0.02323		12.5	1.095	0.06189
-7.5	-0.797	0.03124		2.5	0.321	0.023		13.0	1.124	0.06619
-7.0	-0.752	0.02995		3.0	0.385	0.02368		13.5	1.143	0.07174
-6.5	-0.705	0.02887		3.5	0.449	0.02172		14.0	1.158	0.07797
-6.0	-0.656	0.02768		4.0	0.513	0.02421		14.5	1.178	0.0818
-5.5	-0.605	0.02669		4.5	0.54	0.02508		15.0	1.198	0.08859
				5.0	0.564	0.02562				

#### 3.2.3 ÂNGULO DE ATAQUE

O ângulo de ataque  $\alpha$  está compreendido entre a velocidade relativa e a linha de corda do perfil. Como a velocidade relativa é função da velocidade axial e da velocidade tangencial provenientes respectivamente da vazão de ar no túnel de ensaio e da frequência de rotação da turbina, o ângulo de ataque sofre alteração desde a partida da turbina até a condição de regime. Para esta última considera-se o ângulo cujo coeficiente de sustentação é máximo, logo o mesmo será de  $15^\circ$ .

## Capítulo 3 – Metodologia de Projeto da Turbina Wells

**3.2.4 COORDENADAS CARTESIANAS DO PERFIL**

Cada perfil possui sua geometria singular que é representada na forma de coordenadas cartesianas  $(x,y)$ . A tabela 3.3 apresenta as coordenadas locais do perfil NACA0021. Com as coordenadas adimensionais dos 30 pontos superiores e 30 pontos inferiores dos perfis NACA 0012, 0015, 0018, 0020 e 0021 multiplicadas pela corda calculada têm-se os respectivos perfis em coordenadas locais. A figura 3.2 demonstra os pontos com as coordenadas adimensionais do perfil NACA 0021 as quais foram extraídos do site da AID – *AirfoilInvestigationDatabase*, no qual se digita o perfil desejado e após opta-se pelo formato .dat de coordenadas.

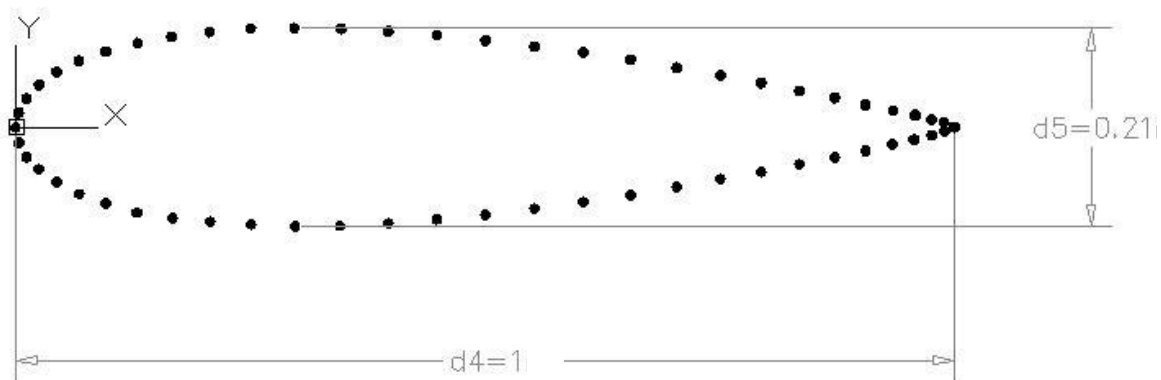


Figura 3.2 – Pontos criados com as coordenadas locais do perfil NACA0021

### Capítulo 3 – Metodologia de Projeto da Turbina Wells

Tabela 3.3 – Coordenada adimensionais do perfil NACA0021

<b>Superior</b>		<b>Inferior</b>	
x/c	y/c	x/c	y/c
1.00000	0.00000	0.00000	0.00000
0.99730	0.00288	0.00270	-0.01595
0.98910	0.00487	0.01090	-0.03110
0.97550	0.00812	0.02450	-0.04531
0.95680	0.01254	0.04320	-0.05843
0.93300	0.01800	0.06700	-0.07025
0.90450	0.02435	0.09550	-0.08059
0.87160	0.03143	0.12840	-0.08924
0.83460	0.03907	0.16540	-0.09608
0.79390	0.04708	0.20610	-0.10100
0.75000	0.05531	0.25000	-0.10397
0.70340	0.06354	0.29660	-0.10503
0.65450	0.07161	0.34550	-0.10426
0.60400	0.07929	0.39600	-0.10181
0.55230	0.08638	0.44770	-0.09787
0.50000	0.09265	0.50000	-0.09265
0.44770	0.09787	0.55230	-0.08638
0.39600	0.10181	0.60400	-0.07929
0.34550	0.10426	0.65450	-0.07161
0.29660	0.10503	0.70340	-0.06354
0.25000	0.10397	0.75000	-0.05531
0.20610	0.10100	0.79390	-0.04708
0.16540	0.09608	0.83460	-0.03907
0.12840	0.08924	0.87160	-0.03143
0.09550	0.08059	0.90450	-0.02435
0.06700	0.07025	0.93300	-0.01800
0.04320	0.05843	0.95680	-0.01254
0.02450	0.04531	0.97550	-0.00812
0.01090	0.03110	0.98910	-0.00487
0.00270	0.01595	0.99730	-0.00288
		1.00000	0.00000

## Capítulo 3 – Metodologia de Projeto da Turbina Wells

### 3.3 VARIÁVEIS DE SAÍDA DO PROJETO

Para obtenção dos resultados teóricos da turbina faz-se a correlação das variáveis de entrada com as propriedades dos perfis através do equacionamento a seguir apresentado.

#### 3.3.1 VELOCIDADES NOS PERFIS AERODINÂMICOS

A velocidade do ar que provoca o giro do rotor é chamada de vento aparente ou velocidade relativa do rotor  $\vec{W}$ , e é a composição da velocidade do ar que chega ao rotor  $V_A$  e da velocidade tangencial das pás do rotor  $U_r$ . A direção da velocidade aparente com a linha de corda do perfil forma o ângulo de ataque ( $\alpha$ ), conforme apresentado na figura 2.1.

A velocidade aparente do fluxo de ar na pá do rotor tem origem do conceito de velocidade relativa, sendo expressa pela equação 3.7.

$$\vec{W} = \vec{V}_a - \vec{U}_r \quad (3.7)$$

Onde:

$W$ : Velocidade relativa [m/s]

$V_a$ : Velocidade axial [m/s]

$U_r$ : Velocidade tangencial [m/s]

#### 3.3.2 COEFICIENTES FORÇA AXIAL E FORÇA TANGENCIAL

Os coeficientes das forças axial  $C_a$  e tangencial  $C_T$  são calculados a partir da determinação do perfil a ser utilizado e escolha do ângulo de ataque. Consultam-se então os coeficientes de sustentação e arrasto, apresentados na tabela 3.1, e através das equações 3.8 e 3.9 obtêm-se respectivamente os coeficientes das forças axial e tangencial.

## Capítulo 3 – Metodologia de Projeto da Turbina Wells

$$C_a = C_l \cos \alpha + C_d \sin \alpha \quad (3.8)$$

$$C_T = C_l \sin \alpha - C_d \cos \alpha \quad (3.9)$$

Onde:

$C_l$ : Coeficiente de sustentação do perfil

$C_d$ : Coeficiente de arrasto do perfil

$\alpha$ : ângulo de ataque

$C_a$ : Coeficiente de força axial

$C_T$ : Coeficiente de força tangencial

### 3.3.3 COEFICIENTE DE FLUXO

O coeficiente de fluxo  $\Phi$  é um adimensional que relaciona as velocidades axial e relativa e é dado pela equação 3.10.

$$\Phi = \frac{V_A}{U_R} \quad (3.10)$$

Como os coeficientes de sustentação e arrasto dos perfis simétricos NACA são ensaiados para ângulos máximos de  $15^\circ$ , os resultados são avaliados com coeficientes de fluxo com valores máximos de 0,4, logo o arco cuja tangente tem este valor é aproximadamente  $22^\circ$ .

Assim sendo o mesmo valor pode ser obtido extraindo-se a tangente do ângulo de ataque, logo o coeficiente de fluxo também pode ser calculado pela equação 3.11.

$$\Phi = \tan \alpha \quad (3.11)$$

### Capítulo 3 – Metodologia de Projeto da Turbina Wells

#### 3.3.4 VELOCIDADE RELATIVA PONTA DA PÁ

O módulo da velocidade relativa  $W$  na ponta da pá é dada pela equação 3.12.

$$W = \sqrt{(V_A^2 + U_R^2)} \quad (3.12)$$

#### 3.3.5 NÚMERO DE REYNOLDS

O número de Reynolds  $Re$  na pá da turbina é calculado pela equação 3.13.

$$Re = \frac{Wc}{\nu} \quad (3.13)$$

#### 3.3.6 VELOCIDADE ANGULAR E FREQUÊNCIA DA TURBINA

A velocidade angular da turbina  $\omega$  e a frequência  $N$  são dadas pelas equações 3.14 e 3.15.

$$\omega = \frac{U_R}{R_t} \quad (3.14)$$

$$N = \frac{\omega}{2\pi} \quad (3.15)$$

#### 3.3.7 FORÇA TANGENCIAL

A força tangencial  $F_t$ [N] é dada pela equação 3.16.

$$F_t = \frac{1}{2} \rho W^2 Z b c C_t \quad (3.16)$$

#### 3.3.7 TORQUE DA TURBINA

O torque da turbina  $T$  é dado pela equação 3.17.

$$T = F_t R_t \quad (3.17)$$

Onde:

$F_t$ :força tangencial [N]

### Capítulo 3 – Metodologia de Projeto da Turbina Wells

#### 3.3.8 RENDIMENTO GLOBAL DA TURBINA

O rendimento global da turbina  $\eta$  é calculado pela equação 3.18.

$$\eta = \frac{C_t}{C_a \Phi} \quad (3.18)$$

Onde:

$\Phi$ : coeficiente de fluxo

#### 3.3.9 POTÊNCIA GERADA PELA TURBINA

A potência gerada  $P$  é dada pela equação 3.19.

$$P = \frac{1}{2} z C_t \rho W^2 b c U_r \quad (3.19)$$

#### 3.3.10 VAZÃO DE AR DA TURBINA

A vazão de ar da turbina  $Q$  é dada pela equação 3.20.

$$Q = \frac{\pi}{4} (2R_t)^2 (1 - h^2) V_a \quad (3.20)$$

#### 3.3.11 VARIAÇÃO DE PRESSÃO GERADA NA TURBINA

A variação de pressão gerada na turbina  $\Delta p$  é dada pela equação 3.21.

$$\Delta p = \frac{1}{2} \rho W^2 Z b c V_A \frac{C_A}{Q} \quad (3.21)$$



## Capítulo 3 – Metodologia de Projeto da Turbina Wells

### 3.3.12 COEFICIENTE DE PRESSÃO

O coeficiente de pressão  $P^*$  é dado pela equação 3.22.

$$P^* = \frac{\Delta p}{\rho w^2 R_t^2} \quad (3.22)$$

### 3.3.13 POTÊNCIA MECÂNICA EXPERIMENTAL

A potência mecânica experimental desenvolvida pela turbina é o produto do torque e a frequência de rotação da turbina resultando na equação 3.23.

$$P_{mec} = TN \quad (3.23)$$

### 3.3.14 POTÊNCIA ELÉTRICA

A potência elétrica experimental é obtida pelo produto da tensão e corrente elétrica calculada pela equação 3.24 desconsiderando a defasagem entre estes vetores, pois as cargas são puramente resistivas.

$$P_{elet} = \sqrt{3}U_e I \quad (3.24)$$

### 3.3.15 POTÊNCIA PNEUMÁTICA

É determinada pelo produto da vazão volumétrica de ar no anelar da turbina e o diferencial de pressão na mesma, determinado pela equação 3.25.

$$P_{pneu} = Q\Delta P \quad (3.25)$$

### 3.3.16 GERAÇÃO DOS PERFIS DE CADA ESTAÇÃO DA PÁ

Após determinados os pontos que constituem cada perfil (x,y), passa-se à etapa de gerar os perfis em coordenadas tridimensionais a partir destes pontos que estão em coordenadas

### Capítulo 3 – Metodologia de Projeto da Turbina Wells

bidimensionais. Para, posteriormente, possibilitar a modelagem da pá como sólido é necessário ter-se esses mesmos pontos (de todos os perfis) dispostos em um único sistema de coordenadas de três dimensões, o sistema global de coordenadas (  $X, Y, Z$  ).

A mudança dos sistemas de coordenadas de cada ponto de um perfil é determinada segundo as equações 3.26 a 3.28 que são uma adaptação do modelo matemático apresentado por Figueiredo e Lipiarski (1996).

$$X_j = r_p \sin \left\{ \frac{[2(x_p - L_m)]}{r_p} \right\} \quad (3.26)$$

$$Y_j = -r_p \cos \left\{ \frac{[2(x_p - L_m)]}{r_p} \right\} \quad (3.27)$$

$$Z_j = -y_p \quad (3.28)$$

Onde:

$X_j$ : abscissa do sistema de coordenadas global de um ponto da superfície;

$Y_j$ : ordenada do sistema de coordenadas global de um ponto da superfície;

$Z_j$ : profundidade do sistema de coordenadas global de um ponto da superfície;

$x_p$ : abscissa do perfil em coordenadas locais

$y_p$ : ordenada do perfil em coordenadas locais

$r_p$ : raio na estação do perfil

$L_m$ : comprimento médio da corda do perfil

Com a finalidade de facilitar a construção da pá foi estabelecido que a mesma tivesse a formação de cinco estações (perfis) equidistantes com comprimentos de cordas variáveis para cada estação  $c_e$  conforme apresentado na figura 3.3. Logo os raios das estações  $r_e$  são dados pela equação 3.29.

$$r_e = r_h + 0,0184 \quad (3.29)$$

Como a velocidade angular da turbina mantém-se constante o comprimento da corda ao longo das estações aumentará proporcionalmente com o raio da estação.

### Capítulo 3 – Metodologia de Projeto da Turbina Wells

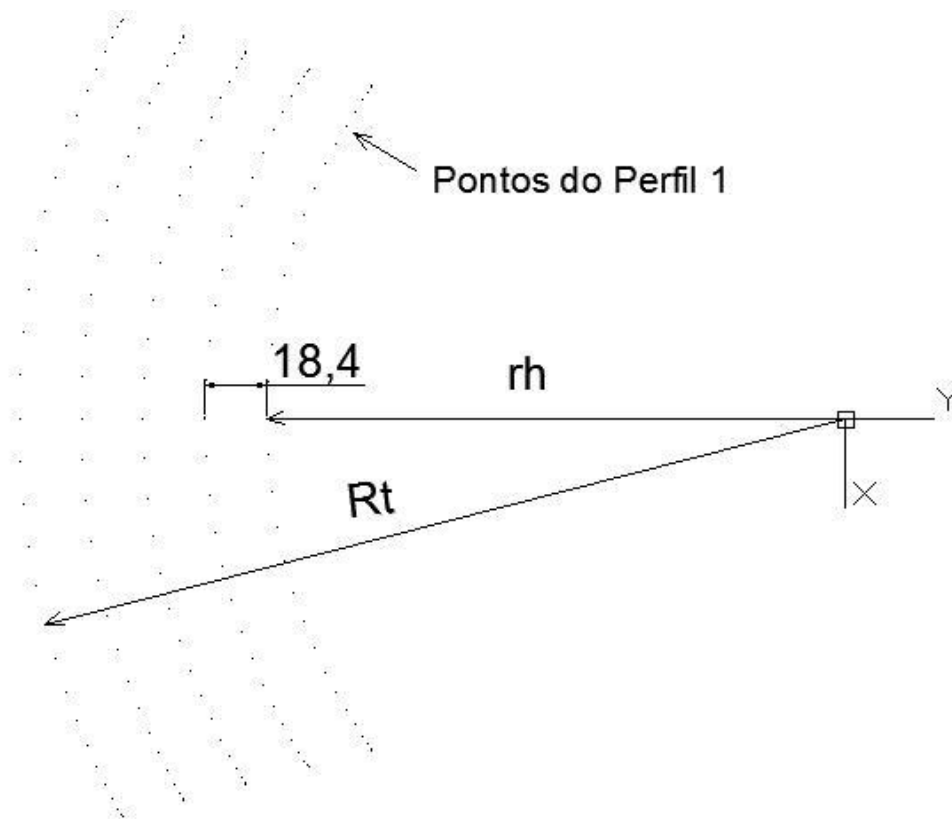


Figura 3.3 – Pontos Globais dos Perfis da Pá

Os pontos em coordenadas locais são obtidos pela abscissa e ordenada adimensionais multiplicados pelo comprimento da corda na estação em questão. Logo as equações 3.30 e 3.31 expressam a abscissa e ordenada locais respectivamente.

$$x_p = c_e \frac{x}{c} \quad (3.30)$$

$$y_p = c_e \frac{y}{c} \quad (3.31)$$

Onde:

$x_p$ : abscissa coordenada local

$y_p$ : ordenada coordenada local

$c_e$ : comprimento de corda na estação

A corda das estações  $c_e$  posteriores ao raio do cubo são obtidas pela equação 3.32.

### Capítulo 3 – Metodologia de Projeto da Turbina Wells

$$c_e = \frac{S\pi(R_t + r_p)}{Z} \quad (3.32)$$

Sendo:

$r_p$ : intervalo entre as estações da pá.

A figura 3.4 apresenta um desenho em três dimensões das variáveis abordadas neste item.

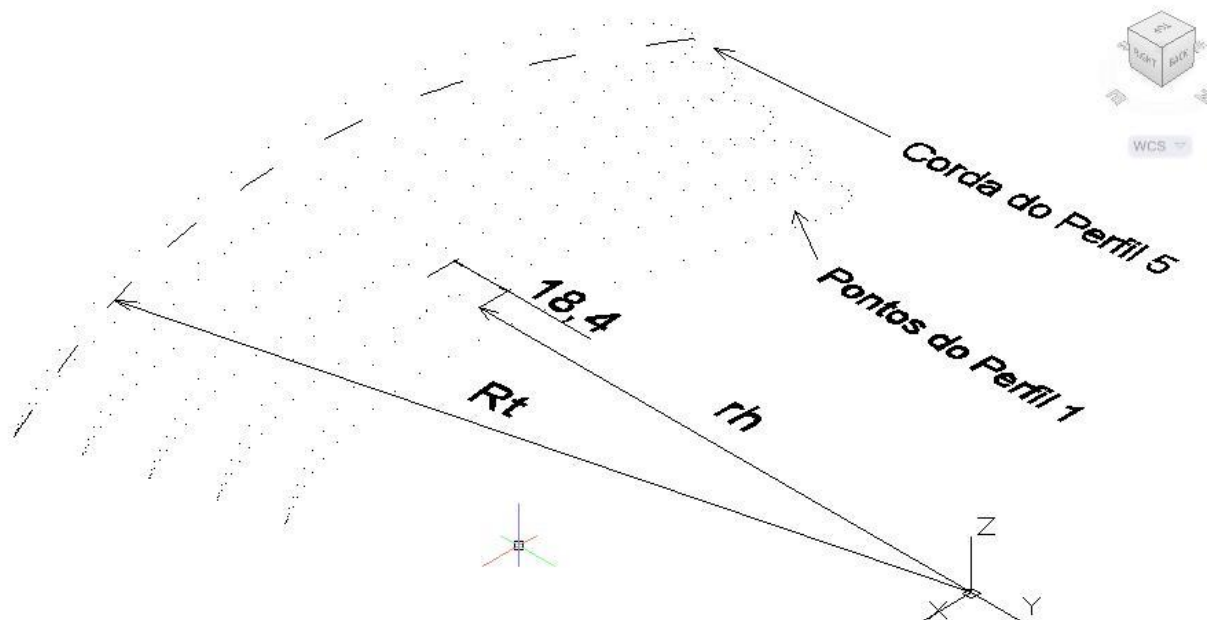


Figura 3.4 – Vista isométrica das variáveis de geração dos pontos globais dos perfis

### 3.4 PROJETOS DAS PÁS GUIAS

Conforme Starzmann (2012) a adoção da representação em cascata das pás guias e rotor da turbina auxilia a interpretação dos vetores velocidades presentes no escoamento do ar. O corte parcial de uma seção de raio  $r$  da turbina é apresentado na figura 3.5. Nesta é possível identificar três pás guias em cada estator bem como um perfil de pá do rotor da turbina. Considerando que o ar através da turbina é incompressível, não há trocas de calor e nem de trabalho no limite de duas pás guias da turbina e desprezando a diferença de cotas de altura, a aplicação de Bernoulli entre os pontos 1 e 2 da turbina fica resumida na equação 3.33. As

### Capítulo 3 – Metodologia de Projeto da Turbina Wells

dimensões e os ângulos e velocidades de entrada e saída das pás guias são determinados de acordo com os triângulos de velocidade da figura 3.5. Já a figura 3.6 ilustra uma pá do rotor e quatro pás guias posicionadas em ambos os lados da turbina.

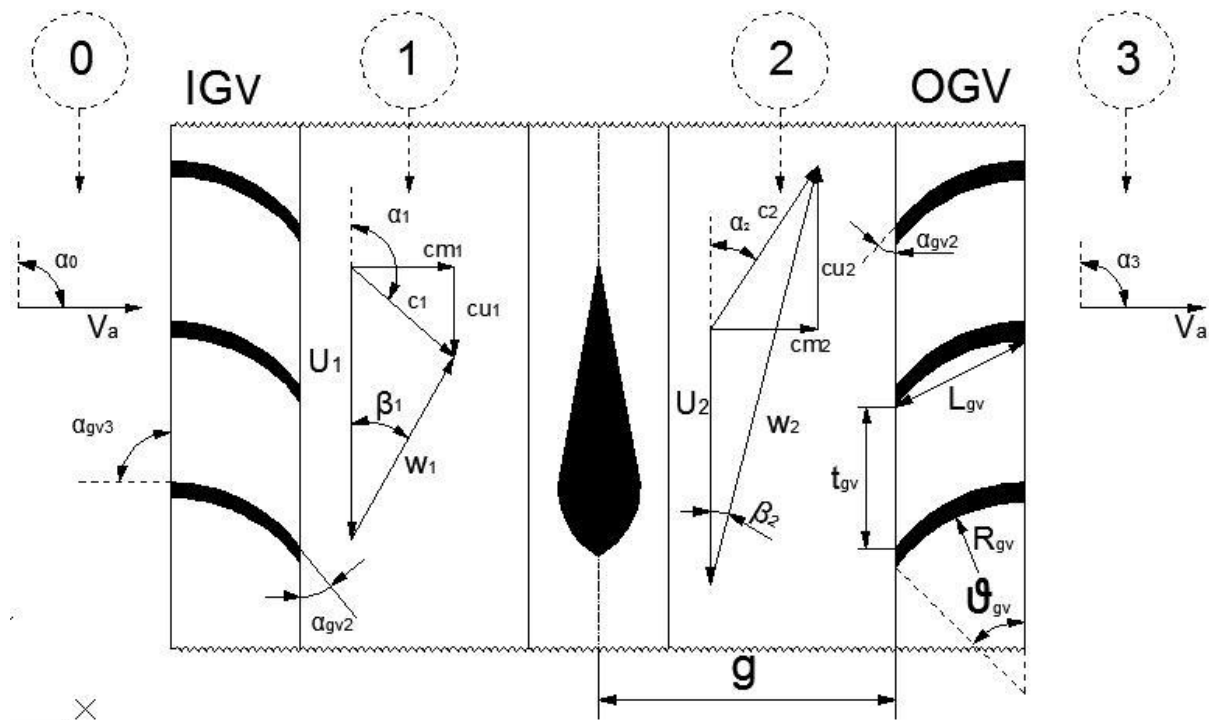


Figura 3.5 Triângulos de velocidades e geometria das pás guias numa seção de raio  $r$ .

### Capítulo 3 – Metodologia de Projeto da Turbina Wells

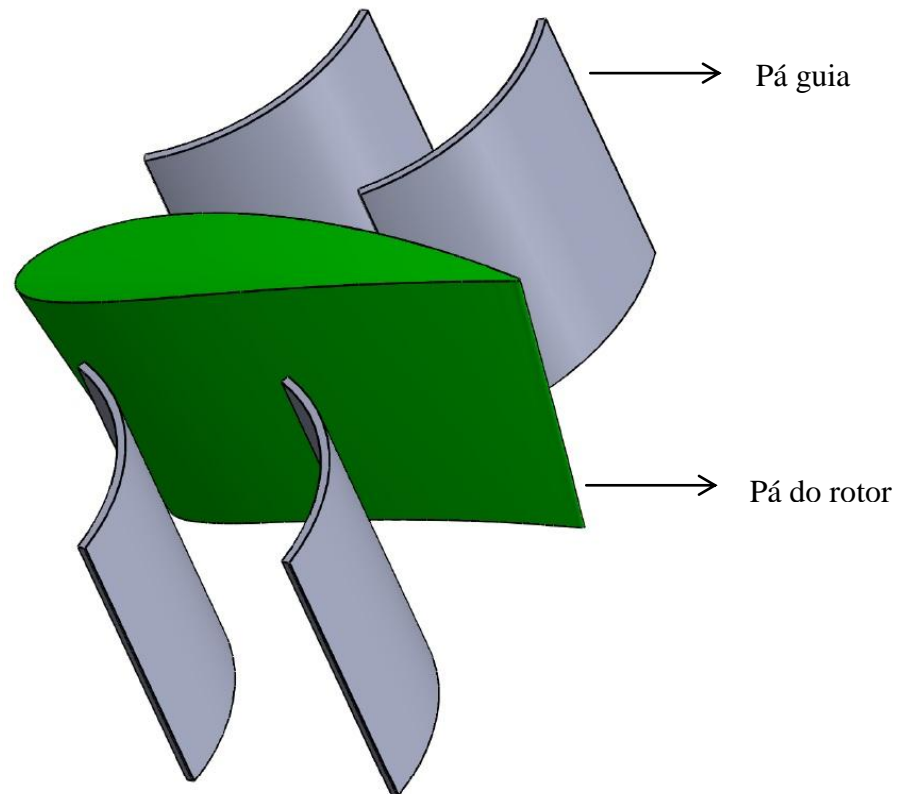


Figura 3.6 – Vista isométrica das pás guias e pá do rotor

$$\frac{\Delta p}{\rho} = c_{u2}U_2 - c_{u1}U_1 \quad (3.33)$$

Onde:

IGV: Pá guia de entrada

OGV: Pá guia de saída

$c_{u2}$ : componente tangencial da velocidade absoluta na saída da pá do rotor

$c_{u1}$ : componente tangencial da velocidade absoluta na entrada da pá do rotor

$U_1$ : velocidade tangencial do rotor na entrada da pá guia

$U_2$ : velocidade tangencial do rotor na saída da pá guia

$g$ : distância entre as pás guias e o rotor

$\rho$ : massa específica do ar

### Capítulo 3 – Metodologia de Projeto da Turbina Wells

$\Delta p$ : variação de pressão no rotor

Como a velocidade tangencial  $U$  em cada estação da pá é constante, conforme triângulo de velocidades, a equação 3.30 pode ser desdobrada nas equações 3.34 e 3.35.

$$\frac{\Delta p}{\rho} = U(c_{u2} - c_{u1}) \quad (3.34)$$

$$c_{u2} = c_{u1} + \frac{\Delta p}{\rho U} \quad (3.35)$$

O cálculo das velocidades é obtido geometricamente a partir dos triângulos apresentados na figura 3.5 e resultam nas equações 3.36, 3.37 e 3.38.

$$c_1^2 = c_{u1}^2 + c_{m1}^2 \quad (3.36)$$

$$c_{u1} = c_1 \cos(\alpha_1 - 90^\circ) \quad (3.37)$$

$$c_1^2 = \frac{c_{m1}^2}{1 - \cos^2(\alpha_1 - 90^\circ)} \quad (3.38)$$

Onde:

$c_1$ : velocidade absoluta entre a pá guia de entrada e a turbina;

$c_{m1}$ : velocidade meridional entre a pá guia de entrada e a turbina.

De acordo com resultados obtidos por Starzmann (2012), o ângulo  $\alpha_1$ , entre a velocidade absoluta na entrada da pá do rotor e o sentido contrário da velocidade tangencial,  $U_1$ , foi adotado constante e igual a  $120^\circ$ , do cubo até a extremidade da turbina.

Ainda, conforme figura 3.5, os ângulos de entrada e saída das pás guias  $\alpha_0$  e  $\alpha_{GV3}$  são iguais possuindo orientação paralela ao eixo da turbina, logo:

$$\alpha_0 = \alpha_{GV3} = 90^\circ \quad (3.39)$$

As componentes das velocidades meridionais (direção axial) são constantes para cada estação  $r$ , do cubo até a extremidade da pá da turbina, sendo obtidas com a equação da continuidade aplicada na seção circular da coroa, formada pelos raios do cubo e turbina, assim descrita pela equação 3.40.

### Capítulo 3 – Metodologia de Projeto da Turbina Wells

$$c_{m1} = c_{m2} = \frac{Q_{real}}{\pi(R_t^2 - r_h^2)} = c_m = constante \quad (3.40)$$

Onde:

$R_t$ : raio na extremidade da pá;

$r_h$ : raio no cubo da pá;

$Q_{real}$ : vazão real considerando as perdas entre rotor e a carenagem externa da turbina.

$$Q_{real} = Q_{teórico} (1 - \varepsilon) \quad (3.41)$$

Conforme o item 3.1.10 a razão entre a folga e a corda é 0,01. Assim sendo a folga entre a carenagem e o rotor da turbina denominada é 1,05mm.

$Q_{teórico}$ : vazão obtida no projeto das pás do rotor

$\varepsilon$ : % de perda de vazão na folga fentre rotor e carenagem externa da turbina.

$c_{Rt}$  : corda da pá do rotor na extremidade da pá

O percentual de perda de vazão ena folga existente entre rotor e a carenagem externa da turbina, é obtida de acordo com a equação 3.42, conforme ilustrado na figura 2.6.

$$\varepsilon = \frac{R_t^2 - (R_t - 2.10)^2}{R_t^2 - r_h^2} . 100 \quad (3.42)$$

O cálculo das componentes de velocidades e ângulos na entrada e saída das pás guias exige uma iteração em torno dos ângulos iniciais adotados. Para tal fez-se uma média criando-se um ângulo  $\beta_\infty$  que caracteriza uma inclinação geral entre velocidades relativas e tangenciais. Logo o mesmo será a média aritmética obtida entre as inclinações das velocidades relativa  $W$  e tangencial  $U_r$  na entrada e saída do rotor da turbina, conforme apresentado na equação 3.43.

$$\beta_\infty = \frac{\beta_1 + \beta_2}{2} \quad (3.43)$$

Onde:



### Capítulo 3 – Metodologia de Projeto da Turbina Wells

$\beta_\infty$ : ângulo de ataque da raiz da pá

$\beta_{1raiz}$  arbitrado:  $\alpha + 3^\circ = 18^\circ$

$\beta_{2raiz}$  arbitrado:  $\alpha - 3^\circ = 12^\circ$

$\alpha$ : ângulo de ataque da pá do rotor

Já as equações 3.44 e 3.45 calculam as velocidades relativas de entrada e saída das pás guias respectivamente.

$$W_{1raiz} = \frac{c_{m1}}{\sin(\beta_1)} \quad (3.44)$$

$$W_{2raiz} = \frac{c_{m2}}{\sin(\beta_2)} \quad (3.45)$$

Segundo Suzuki(2005), quando as turbinas têm pás guias, a velocidade tangencial na turbina  $U_r$  é expressa pela equação 3.46, chegando-se à equação 3.48, para cada  $r$ , da raiz até a ponta da pá.

$$U_r = W_1 \cos \beta_1 + \frac{\Delta W}{2} \quad (3.46)$$

$$\Delta W = W_2 \cos \beta_2 - W_1 \cos \beta_1 \quad (3.47)$$

$$U_r = \frac{W_1 \cos \beta_1 + W_2 \cos \beta_2}{2} \quad (3.48)$$

Logo na estação da pá junto ao cubo a velocidade tangencial  $U_{raiz}$  é obtida pela equação 3.49.

$$U_{raiz} = \frac{W_{1raiz} \cos \beta_{1raiz} + W_{2raiz} \cos \beta_{2raiz}}{2} \quad (3.49)$$

A equação 3.50, obtida do triângulo de velocidades da figura 3.4, verifica o valor de  $\beta_{2raiz}$  enquanto que a equação 3.51 calcula o erro entre o valor calculado e o arbitrado anteriormente.

$$\tan(\beta_{2raiz})_{calculado} = \frac{c_{m2}}{U_{raiz} + c_{u2raiz}} \quad (3.50)$$

### Capítulo 3 – Metodologia de Projeto da Turbina Wells

$$erro\beta_{2raiz} (\%) = \frac{\beta_{2raiz \text{ arbitrado}} - \beta_{2raiz \text{ calculado}}}{\beta_{2raiz \text{ arbitrado}}} \cdot 100 \quad (3.51)$$

O ângulo  $\alpha_2$ , entre a velocidade absoluta na saída da pá do rotor e o sentido contrário da velocidade tangencial,  $U_2$ , é calculado pela equação 3.52, sendo  $c_{u2}$  e  $c_{m2}$  dadas pelas equações 3.35 e 3.40, respectivamente.

$$\tan(\alpha_2) = \frac{c_{m2}}{c_{u2}} \quad (3.52)$$

#### 3.4.1 DETERMINAÇÃO DA CORDA E RAIOS DE CURVATURA DAS PÁS GUIAS

Suzuki (2005) fez um estudo experimental com uma solidez de turbina de 0,6 e solidez das pás guias de 0,7 e obteve aproximadamente 10% de incremento de eficiência com as pás guias instaladas na turbina. Neste projeto se assumiu uma solidez nas pás guias 0,8 e um total de 10 pás. O cálculo da corda das pás guias é realizado de acordo com a equação 3.53 e a figura 3.7 ilustra a geometria da mesma.

$$L_{GV} = \frac{2\pi r_e s_{GV}}{Z_{GV}} \quad (3.53)$$

### Capítulo 3 – Metodologia de Projeto da Turbina Wells

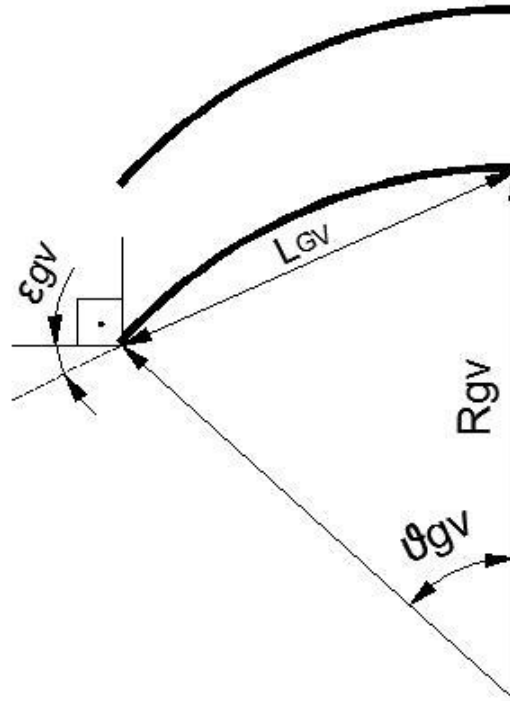


Figura 3.7 Geometria das pás guias.

Onde:

$L_{GV}$ : comprimento da corda da pá guia

$S_{GV}$ : solidez das pás guias

$Z_{GV}$ : nº de pás guias

$r_e$ : raio da estação da pá

$\theta_{gv}$ : ângulo de curvatura

$\epsilon_{gv}$ : ângulo de posicionamento da pá guia

Logo, junto ao cubo, na equação 3.53,  $r$  é substituído pelo raio do cubo da turbina resultando na equação 3.54.

$$L_{GV \text{ raiz}} = \frac{2\pi S_{GV} r_h}{Z_{GV}} \quad (3.54)$$

Suzuki (2005) utilizou uma relação de 0,52 entre a distância das pás guias ao rotor da turbina e o comprimento de corda da pá guia e obteve 60% de eficiência da turbina, já Takao

### Capítulo 3 – Metodologia de Projeto da Turbina Wells

et al. (1996) fez ensaios com oito rotores de turbinas e em um dos rotores variou a distância das pás guias ao rotor em cinco pontos distintos. Os resultados experimentais demonstraram que para relações acima de 0,2 não havia diferenças representativa de eficiência, porém o melhor resultado foi obtido com uma relação de 0,589. Assim sendo neste projeto a relação entre a distância das pás guias ao rotor  $g_{GV}$ , e o comprimento da corda da pá guia foi de 0,6 conforme é calculado pela equação 3.55 e apresentado na figura 3.5.

$$\frac{g_{GV}}{L_{GV \text{ raiz}}} = 0,6 \quad (3.55)$$

Onde:

$g_{GV}$  : distância entre as pás guias e o rotor

$L_{GV}$ : comprimento da corda da pá guia

Como forma de simplificar a construção das pás guias manteve-se o comprimento de corda constante e adotou-se um tubo comercial determinando o ângulo de curvatura através da lei dos cossenos junto aos dois segmentos de raio do arco formado pela corda calculada na equação 3.53. Logo o ângulo de curvatura fica definido pela equação 3.56.

$$\vartheta_{gv} = \cos^{-1} \left( 1 - \frac{L_{GV}^2}{2R_{GV}^2} \right) \quad (3.56)$$

Onde

$R_{GV}$ : raio de curvatura das pás guias

$\vartheta_{GV}$ : ângulo de curvatura

## 4 CONSTRUÇÃO DA TURBINA WELLS

Seguindo a metodologia de cálculo exposta ao longo do capítulo 3, montou-se uma planilha com a finalidade de obter os resultados teóricos para os cinco perfis NACA que possuíam maior frequência de utilização nos artigos expostos na revisão bibliográfica. A comparação das potências geradas pelos perfis definiu aquele que será utilizado na construção da pá.

Na etapa de modelagem gráfica da pá foram importados os pontos dos perfis extremos da pá (junto ao cubo e ao raio da turbina), no programa *SolidWorks* possibilitando assim a geração do sólido da pá.

Como passo seguinte tem-se o esboço dos componentes necessários além do rotor da turbina, seguido de desenho detalhado de eixos, suportes, rolamentos, mancais, gerador e estator.

A construção e aquisição de materiais e equipamentos complementou a etapa seguinte do projeto. Algumas matérias primas para execução das peças foram compradas enquanto que a mão de obra distribuiu-se em interna, junto ao Laboratório de Sistemas Térmicos, e prestação de serviços externa.

Na sequência ocorreu à montagem da turbina, alinhamento das peças, fixação dos componentes e conexão da seção de testes no túnel de ensaio.

A figura 4.1 apresenta um roteiro simplificado da construção da turbina os quais serão detalhados ao longo deste capítulo.

## Capítulo 4 – Construção da Turbina Wells



Figura 4.1 –Roteiro da construção da turbina

## Capítulo 4 – Construção da Turbina Wells

### 4.1 RESULTADOS TEÓRICOS

A metodologia de cálculo apresentada no capítulo 3 foi inserida a uma planilha com a finalidade de encontrar o perfil NACA que forneça maior potência dentro dos parâmetros adotados neste projeto. Para isso a planilha divide-se em principal e propriedades dos perfis.

#### 4.1.1 PLANILHA PRINCIPAL

Nesta planilha estabelecem-se as condições de contorno para o projeto da turbina. São dadas as entradas, obtidas alguns resultados intermediários destas variáveis e por fim têm-se os resultados finais. A tabela 4.1 apresenta as partes integrantes da planilha principal. Podem-se constatar células azuis, laranjas e verdes que são respectivamente variáveis de entrada, resultados parciais e parâmetros de saída.

Ainda dentro da planilha principal desenvolveu-se uma tabela com a finalidade de dividir a pá em cinco estações, contendo um valor de intervalo fixo entre as mesmas. Logo cada estação terá um valor de raio gerando comprimentos de corda e velocidades tangenciais diferentes acarretando em números de Reynolds singulares para cada estação. A tabela 4.2 apresenta estes cálculos.

Capítulo 4 – Construção da Turbina Wells

Tabela 4.1 – Planilha principal de projeto teórico

PERFIL	NACA0021	
$s$ (solidez)= $zc/\pi Rt(1+h)$	0.64	
$z$ (nºpas)=	8	
$\nu$ (viscosidade cinemática)=	1.60E-05	m <sup>2</sup> /s
$N$ (frequencia de rotação)= $UR*60/(2*Rt*\pi)$	1018.24	rpm
$F_t$ (força tangencial)=	5.91	N
$T$ (torque)=	1.447	N.m
$Q$ (vazão em volume)= $\pi/4 D_t^2 (1-h^2) V_a$	0.673	m <sup>3</sup> /s
$\eta$ (rendimento)= $CT/(CA.\phi)$	0.71	
$\Delta p$ (variação de pressão)=	322.80	Pa
$Re$ (número de Reynolds)= $Wc/\nu$	1.77E+05	
$c$ (corda)= $s\pi Rt(1+h)/z$	105	mm
$AR$ (razão aspecto da pá)= $b/c$	0.700	
$CT$ (coeficiente força tangencial)= $CLsen(\alpha)-CDscos(\alpha)$	0.224	
$CA$ (coeficiente força axial)= $CLcos(\alpha)+CDsen(\alpha)$	1.180	
$CL$ (coeficiente de sustentação)	1.198	
$CD$ (coeficiente de arraste)	0.08859	
$P^*$ (Coeficiente de pressão)= $\Delta p/(\rho\omega^2 Rt^2)$ ou $\Delta p/(\rho\omega^2 Dt^2)$	0.00	
$V_a$ (velocidade axial) na turbina	7.00	m/s
$UR$ (velocidade tangencial ponta pá)= $V_a/\phi$	26.12	m/s
$W$ (velocidade relativa)= $raiz(V_a^2+UR^2)$	27.05	m/s
$\alpha$ (ângulo ataque)	15	°
$\Phi$ (coeficiente de fluxo)= $(V_a/UR)=tan(\alpha)$	0.26795	
$P$ (Potência)= $1/2*Z*CT*\rho*W^2*b*c*Ur$	154.28	W
$A$ (Area varrida)= $b c z$	0.06174	m <sup>2</sup>
$\rho$ (massa especifica do ar) =	1.1650	Kg/m <sup>3</sup>
$h=rh/Rt$	0.7	
$Rt$ (raio pa)=	245	mm
$rh$ (raio raiz)= $h.Rt$	171.50	mm
$b$ (comprimento pa)= $Rt-rh$	73.50	mm
$TC^*$ (razao tip clearance/corda)=( $TC/c$ )	0.010	
$TC$ ( tip clearance=folga entre disco externo e rotor)	1.050	mm



## Capítulo 4 – Construção da Turbina Wells

Tabela 4.2 – Planilha principal dados do perfil

Raio da Turbina		Rt	0.2450	m
Raio do Cubo		rh =	0.1715	m
Razão de velocidade na extremidade da pá [Ur/Va]		$\lambda =$	3.7321	

Perfil	NACA0021
Número de intervalos da pá	4 intervalos
Número de perfis gerados	5 perfis
Comprimento do intervalo	0.0184 m
Número de tipos de perfis	1

Estação	Raio r (m)	CL	CD	$\alpha(^{\circ})$	$\lambda$	Corda c (m)	W (m/s)	Reynolds(Re)
1	0.1715	1.1980	0.08859	15	2.6124	0.1050	18.2870	1.1971E+05
2	0.1899	1.1980	0.08859	15	2.8923	0.1096	20.2464	1.3838E+05
3	0.2083	1.1980	0.08859	15	3.1722	0.1143	22.2057	1.5819E+05
4	0.2266	1.1980	0.08859	15	3.4521	0.1189	24.1650	1.7912E+05
5	0.2450	1.1980	0.08859	15	3.7321	0.1235	26.1244	2.0119E+05

## Capítulo 4 – Construção da Turbina Wells

### 4.1.2 PLANILHA DAS PROPRIEDADES DOS PERFIS

A planilha das propriedades de perfis apresenta os coeficientes de arrasto e sustentação para diferentes valores de ângulo de ataque. As coordenadas locais adimensionais dos pontos que constituem o perfil também são constituintes desta planilha conforme apresentado no anexoA. Como demonstrado na planilha 4.2 cada estação possui valores de corda diferentes e as coordenadas adimensionais necessitam ser multiplicadas por tais valores singulares de corda, para obter-se as coordenadas locais (x,y) de cada estação.

Como etapa final da planilha de propriedades dos perfis tem-se a formação de coordenadas globais para cada estação da pá o que permitirá posteriormente a modelagem gráfica da mesma. A tabela 4.3 apresenta os pontos em três dimensões para as cinco estações da pá, de acordo com as equações 3.23 a 3.25.

## Capítulo 4 – Construção da Turbina Wells

Tabela 4.3 – Resultados das coordenadas globais das estações.

Estação 1			Estação 2			Estação 3			Estação 4			Estação 5		
X(mm)	Y(mm)	Z(mm)	X(mm)	Y(mm)	Z(mm)	X(mm)	Y(mm)	Z(mm)	X(mm)	Y(mm)	Z(mm)	X(mm)	Y(mm)	Z(mm)
98.56	-140.35	0	103.64	-159.09	0	108.62	-177.68	0	113.52	-196.14	0	118.36	-214.51	0
98.09	-140.68	-0.3	103.14	-159.42	-0.32	108.08	-178.01	-0.33	112.95	-196.47	-0.34	117.77	-214.84	-0.36
96.68	-141.65	-0.51	101.63	-160.39	-0.53	106.48	-178.97	-0.56	111.26	-197.43	-0.58	115.99	-215.8	-0.6
94.31	-143.24	-0.85	99.1	-161.96	-0.89	103.81	-180.53	-0.93	108.44	-198.99	-0.97	113.03	-217.37	-1
91	-145.37	-1.32	95.57	-164.07	-1.38	100.07	-182.63	-1.43	104.51	-201.09	-1.49	108.9	-219.47	-1.55
86.73	-147.95	-1.89	91.04	-166.63	-1.97	95.27	-185.18	-2.06	99.46	-203.63	-2.14	103.61	-222.01	-2.22
81.52	-150.89	-2.56	85.5	-169.53	-2.67	89.44	-188.07	-2.78	93.33	-206.52	-2.9	97.19	-224.9	-3.01
75.37	-154.05	-3.3	79	-172.66	-3.45	82.58	-191.18	-3.59	86.14	-209.62	-3.74	89.67	-228	-3.88
68.31	-157.31	-4.1	71.55	-175.88	-4.28	74.75	-194.37	-4.46	77.93	-212.8	-4.64	81.1	-231.19	-4.83
60.39	-160.51	-4.94	63.21	-179.04	-5.16	66	-197.51	-5.38	68.78	-215.93	-5.6	71.55	-234.32	-5.82
51.68	-163.53	-5.81	54.06	-182.02	-6.06	56.42	-200.46	-6.32	58.77	-218.87	-6.58	61.11	-237.26	-6.83
42.27	-166.21	-6.67	44.18	-184.66	-6.97	46.09	-203.09	-7.26	47.99	-221.48	-7.56	49.89	-239.87	-7.85
32.25	-168.44	-7.52	33.7	-186.86	-7.85	35.14	-205.26	-8.18	36.58	-223.65	-8.51	38.02	-242.03	-8.85
21.77	-170.11	-8.33	22.74	-188.51	-8.69	23.71	-206.9	-9.06	24.67	-225.28	-9.43	25.64	-243.66	-9.79
10.97	-171.15	-9.07	11.45	-189.53	-9.47	11.94	-207.91	-9.87	12.42	-226.28	-10.27	12.91	-244.66	-10.67
0	-171.5	-9.73	0	-189.88	-10.16	0	-208.25	-10.59	0	-226.63	-11.02	0	-245	-11.44
-10.97	-171.15	-10.28	-11.45	-189.53	-10.73	-11.94	-207.91	-11.18	-12.42	-226.28	-11.64	-12.91	-244.66	-12.09
-21.77	-170.11	-10.69	-22.74	-188.51	-11.16	-23.71	-206.9	-11.63	-24.67	-225.28	-12.1	-25.64	-243.66	-12.58
-32.25	-168.44	-10.95	-33.7	-186.86	-11.43	-35.14	-205.26	-11.91	-36.58	-223.65	-12.4	-38.02	-242.03	-12.88
-42.27	-166.21	-11.03	-44.18	-184.66	-11.51	-46.09	-203.09	-12	-47.99	-221.48	-12.49	-49.89	-239.87	-12.97
-51.68	-163.53	-10.92	-54.06	-182.02	-11.4	-56.42	-200.46	-11.88	-58.77	-218.87	-12.36	-61.11	-237.26	-12.84
-60.39	-160.51	-10.6	-63.21	-179.04	-11.07	-66	-197.51	-11.54	-68.78	-215.93	-12.01	-71.55	-234.32	-12.48
-68.31	-157.31	-10.09	-71.55	-175.88	-10.53	-74.75	-194.37	-10.98	-77.93	-212.8	-11.42	-81.1	-231.19	-11.87
-75.37	-154.05	-9.37	-79	-172.66	-9.78	-82.58	-191.18	-10.2	-86.14	-209.62	-10.61	-89.67	-228	-11.02
-81.52	-150.89	-8.46	-85.5	-169.53	-8.83	-89.44	-188.07	-9.21	-93.33	-206.52	-9.58	-97.19	-224.9	-9.95
-86.73	-147.95	-7.38	-91.04	-166.63	-7.7	-95.27	-185.18	-8.03	-99.46	-203.63	-8.35	-103.61	-222.01	-8.68
-91	-145.37	-6.14	-95.57	-164.07	-6.41	-100.07	-182.63	-6.68	-104.51	-201.09	-6.95	-108.9	-219.47	-7.22
-94.31	-143.24	-4.76	-99.1	-161.96	-4.97	-103.81	-180.53	-5.18	-108.44	-198.99	-5.39	-113.03	-217.37	-5.6
-96.68	-141.65	-3.27	-101.63	-160.39	-3.41	-106.48	-178.97	-3.55	-111.26	-197.43	-3.7	-115.99	-215.8	-3.84
-98.09	-140.68	-1.67	-103.14	-159.42	-1.75	-108.08	-178.01	-1.82	-112.95	-196.47	-1.9	-117.77	-214.84	-1.97
-98.56	-140.35	0	-103.64	-159.09	0	-108.62	-177.68	0	-113.52	-196.14	0	-118.36	-214.51	0
-98.09	-140.68	1.67	-103.14	-159.42	1.75	-108.08	-178.01	1.82	-112.95	-196.47	1.9	-117.77	-214.84	1.97
-96.68	-141.65	3.27	-101.63	-160.39	3.41	-106.48	-178.97	3.55	-111.26	-197.43	3.7	-115.99	-215.8	3.84
-94.31	-143.24	4.76	-99.1	-161.96	4.97	-103.81	-180.53	5.18	-108.44	-198.99	5.39	-113.03	-217.37	5.6
-91	-145.37	6.14	-95.57	-164.07	6.41	-100.07	-182.63	6.68	-104.51	-201.09	6.95	-108.9	-219.47	7.22
-86.73	-147.95	7.38	-91.04	-166.63	7.7	-95.27	-185.18	8.03	-99.46	-203.63	8.35	-103.61	-222.01	8.68
-81.52	-150.89	8.46	-85.5	-169.53	8.83	-89.44	-188.07	9.21	-93.33	-206.52	9.58	-97.19	-224.9	9.95
-75.37	-154.05	9.37	-79	-172.66	9.78	-82.58	-191.18	10.2	-86.14	-209.62	10.61	-89.67	-228	11.02
-68.31	-157.31	10.09	-71.55	-175.88	10.53	-74.75	-194.37	10.98	-77.93	-212.8	11.42	-81.1	-231.19	11.87
-60.39	-160.51	10.6	-63.21	-179.04	11.07	-66	-197.51	11.54	-68.78	-215.93	12.01	-71.55	-234.32	12.48
-51.68	-163.53	10.92	-54.06	-182.02	11.4	-56.42	-200.46	11.88	-58.77	-218.87	12.36	-61.11	-237.26	12.84
-42.27	-166.21	11.03	-44.18	-184.66	11.51	-46.09	-203.09	12	-47.99	-221.48	12.49	-49.89	-239.87	12.97
-32.25	-168.44	10.95	-33.7	-186.86	11.43	-35.14	-205.26	11.91	-36.58	-223.65	12.4	-38.02	-242.03	12.88
-21.77	-170.11	10.69	-22.74	-188.51	11.16	-23.71	-206.9	11.63	-24.67	-225.28	12.1	-25.64	-243.66	12.58
-10.97	-171.15	10.28	-11.45	-189.53	10.73	-11.94	-207.91	11.18	-12.42	-226.28	11.64	-12.91	-244.66	12.09
0	-171.5	9.73	0	-189.88	10.16	0	-208.25	10.59	0	-226.63	11.02	0	-245	11.44
10.97	-171.15	9.07	11.45	-189.53	9.47	11.94	-207.91	9.87	12.42	-226.28	10.27	12.91	-244.66	10.67
21.77	-170.11	8.33	22.74	-188.51	8.69	23.71	-206.9	9.06	24.67	-225.28	9.43	25.64	-243.66	9.79
32.25	-168.44	7.52	33.7	-186.86	7.85	35.14	-205.26	8.18	36.58	-223.65	8.51	38.02	-242.03	8.85
42.27	-166.21	6.67	44.18	-184.66	6.97	46.09	-203.09	7.26	47.99	-221.48	7.56	49.89	-239.87	7.85
51.68	-163.53	5.81	54.06	-182.02	6.06	56.42	-200.46	6.32	58.77	-218.87	6.58	61.11	-237.26	6.83
60.39	-160.51	4.94	63.21	-179.04	5.16	66	-197.51	5.38	68.78	-215.93	5.6	71.55	-234.32	5.82
68.31	-157.31	4.1	71.55	-175.88	4.28	74.75	-194.37	4.46	77.93	-212.8	4.64	81.1	-231.19	4.83
75.37	-154.05	3.3	79	-172.66	3.45	82.58	-191.18	3.59	86.14	-209.62	3.74	89.67	-228	3.88
81.52	-150.89	2.56	85.5	-169.53	2.67	89.44	-188.07	2.78	93.33	-206.52	2.9	97.19	-224.9	3.01
86.73	-147.95	1.89	91.04	-166.63	1.97	95.27	-185.18	2.06	99.46	-203.63	2.14	103.61	-222.01	2.22
91	-145.37	1.32	95.57	-164.07	1.38	100.07	-182.63	1.43	104.51	-201.09	1.49	108.9	-219.47	1.55
94.31	-143.24	0.85	99.1	-161.96	0.89	103.81	-180.53	0.93	108.44	-198.99	0.97	113.03	-217.37	1
96.68	-141.65	0.51	101.63	-160.39	0.53	106.48	-178.97	0.56	111.26	-197.43	0.58	115.99	-215.8	0.6
98.09	-140.68	0.3	103.14	-159.42	0.32	108.08	-178.01	0.33	112.95	-196.47	0.34	117.77	-214.84	0.36
98.56	-140.35	0	103.64	-159.09	0	108.62	-177.68	0	113.52	-196.14	0	118.36	-214.51	0

## Capítulo 4 – Construção da Turbina Wells

### 4.1.3 COMPARAÇÃO DOS RESULTADOS TEÓRICOS

As etapas descritas nos itens 4.1.1 e 4.1.2 foram realizadas para os cinco perfis NACA relatados na revisão bibliográfica. Sendo assim o perfil que possibilitou maior potência às condições impostas neste projeto é o NACA 0021 conforme demonstra a tabela 4.4. A turbina construída com pás de perfil NACA 0021 apresentou potência de 154W que é superior a 20% do perfil NACA 0018 que sucedeu a capacidade de potência. Quanto ao torque os resultados teóricos demonstram que a turbina pode fornecer 1,45Nm à 1018RPM com 7m/s de velocidade axial passando pela turbina. O rendimento teórico é de 71% com um diferencial de pressão entre a turbina de 322 Pa.

## Capítulo 4 – Construção da Turbina Wells

Tabela 4.4 – Comparação dos Resultados Teóricos dos Perfis

Grupo	Variáveis	Perfis				
		NACA0012	NACA0015	NACA0018	NACA0020	NACA0021
Restrições Geométricas	Número de pás - $Z$	8	8	8	8	8
	Solidez- $s$	0.6419695	0.6419695	0.6419695	0.6419695	0.6419695
	Raio da pá - $R_t$ (mm)	245	245	245	245	245
	Relação Raio do Cubo e Raio da Raiz - $h$	0.7	0.7	0.7	0.7	0.7
	Raio do Cubo - $rh$ (mm)	171.5	171.5	171.5	171.5	171.5
	Comprimento da pá - $b$ (mm)	73.5	73.5	73.5	73.5	73.5
	Área Anelar - $A$ (m <sup>2</sup> )	0.18857	0.18857	0.18857	0.18857	0.18857
	Razão aspecto da pá - $AR$	0.7	0.7	0.7	0.7	0.7
	Folga entre carenagem e rotor - $f$ (mm)	1.05	1.05	1.05	1.05	1.05
	Razão Folga Turbina / corda - $TC/c$	0.01	0.01	0.01	0.01	0.01
	Corda - $c$ (mm)	105	105	105	105	105
Propriedades Físicas do Fluido e Condições do Escoamento	$\theta$ - viscosidade cinemática (m <sup>2</sup> /s)	1.604E-05	1.604E-05	1.604E-05	1.604E-05	1.604E-05
	$\rho$ - massa específica do ar (kg/m <sup>3</sup> )	1.165	1.165	1.165	1.165	1.165
	Velocidade axial no túnel - $V_a$ (m/s)	7.00	7.00	7.00	7.00	7.00
	Velocidade tangencial ponta pá - $U_R$ (m/s)	3.7347213	4.4796482	4.9094284	3.2112504	5.9056896
	Velocidade relativa - $W$ (m/s)	27.04592	27.04592	27.04592	40.31139	27.04592
	Coeficiente de fluxo - $\Phi$	0.26795	0.26795	0.26795	0.17633	0.26795
	Vazão em volume - $Q$ (m <sup>3</sup> /s)	0.6732095	0.6732095	0.6732095	0.6732095	0.6732095
Propriedades do Perfil	Coeficiente de sustentação max - $CL$	0.97	1.05	1.10	0.60	1.20
	Coeficiente de arraste - $CD$	0.11347	0.10559	0.10127	0.05	0.08859
	Ângulo de ataque - $\alpha$	15	15	15	10	15
	Coeficiente força axial - $CA$	0.9682481	1.0434827	1.0877631	0.5995671	1.1801079
	Coeficiente força tangencial - $CT$	0.14197	0.17029	0.18662	0.05495	0.22449

Capítulo 4 – Construção da Turbina Wells

Tabela 4.4 – Comparação dos resultados teóricos dos perfis (continuação)

Grupo	Variáveis	Perfis				
		NACA0012	NACA0015	NACA0018	NACA0020	NACA0021
Resultados	Rendimento – $\eta$	0.54721	0.60903	0.64029	0.51976	0.70995
	Torque - $T$ (N.m)	0.92	1.08	1.20	0.79	1.45
	Força tangencial - $F_t$ (N)	3.73	4.48	4.91	3.21	5.91
	Velocidade angular $\omega$ (rad/s)	106.63	106.63	106.63	162.04	106.63
	Frequência (rpm)	1018.24	1018.24	1018.24	1547.33	1018.24
	Potência (W)	97.57	117.03	128.26	127.48	154.28
	Variação de pressão - $\Delta p$ (Pa)	264.85	285.43	297.54	364.34	322.80
	Coefficiente de pressão - $C_p$	0.33311	0.35899	0.37422	0.19844	0.40599

## Capítulo 4 – Construção da Turbina Wells

## 4.1.4 RESULTADOS TEÓRICOS DAS PÁS GUIAS

A tabela 4.5 apresenta os resultados teóricos das pás guias obtidos conforme a metodologia de cálculo apresentada no capítulo 3.

Tabela 4.5- Resultados teóricos das pás guias

Variável	Valor	Unidade
$\alpha_1$	120	°
Rh	171,50	mm
Rt	245	mm
perda de vazão calculada	1,68	%
perda de vazão arbitrada	5,00	%
vazão real	2,97	m <sup>3</sup> /s
cm1=cm2=cm	30,85	m/s
c <sub>1</sub>	35,62	m/s
cu <sub>1</sub>	17,81	m/s
$\beta_\infty$	15,00	°
$\beta_1$	18,00	°
$\beta_2$	12,00	°
W <sub>1</sub>	99,82	m/s
W <sub>2</sub>	148,36	m/s
Ur	120,03	m/s
cu <sub>2</sub>	19,55	m/s
c <sub>2</sub>	36,52	m/s
tan $\beta$	0,22	rd
arctan $\beta$	12,46	°
erro $\beta_2$	-3,85	%
tan $\alpha_2$	1,58	
atan $\alpha_2$	57,64	°
Z <sub>G</sub>	10	
sG	0,8	
L <sub>GV</sub>	86,21	mm
L <sub>GV</sub>	86,00	mm
Relação de posicionamento das pás guias	0,6	
g	51,60	mm
Φ tubo comercial	200,000	mm
ângulo de curvatura $\vartheta_{gv}$	50,94	°

## Capítulo 4 – Construção da Turbina Wells

**4.2 MODELAGEM GRÁFICA DA PÁ**

A partir da escolha do perfil NACA 0021 fez-se a criação da pá sólida em um programa de desenho técnico mecânico. Neste projeto se utilizou o *SolidWorks* 2011 seguindo as etapas a seguir detalhadas.

Tendo como referência as coordenadas globais das cinco estações apresentadas na tabela 4.3, recorta-se cada estação e cria-se um arquivo com os respectivos pontos (X, Y, Z). A figura 4.2 demonstra um exemplo de arquivo criado na estação 1.

x	y	z
98.56	-140.35	0
98.09	-140.68	-0.3
96.68	-141.65	-0.51
94.31	-143.24	-0.85
91	-145.37	-1.32
86.73	-147.95	-1.89
81.52	-150.89	-2.56
75.37	-154.05	-3.3
68.31	-157.31	-4.1
60.39	-160.51	-4.94
51.68	-163.53	-5.81
42.27	-166.21	-6.67
32.25	-168.44	-7.52
21.77	-170.11	-8.33
10.97	-171.15	-9.07
0	-171.5	-9.73
-10.97	-171.15	-10.28
-21.77	-170.11	-10.69
-32.25	-168.44	-10.95
-42.27	-166.21	-11.03
-51.68	-163.53	-10.92
-60.39	-160.51	-10.6
-68.31	-157.31	-10.09
-75.37	-154.05	-9.37
-81.52	-150.89	-8.46
-86.73	-147.95	-7.38
-91	-145.37	-6.14
-94.31	-143.24	-4.76
-96.68	-141.65	-3.27
-98.09	-140.68	-1.67
-98.56	-140.35	0
-98.09	-140.68	1.67
-96.68	-141.65	3.27
-94.31	-143.24	4.76
-91	-145.37	6.14
-86.73	-147.95	7.38
-81.52	-150.89	8.46
-75.37	-154.05	9.37
-68.31	-157.31	10.09
-60.39	-160.51	10.6
-51.68	-163.53	10.92
-42.27	-166.21	11.03
-32.25	-168.44	10.95
-21.77	-170.11	10.69
-10.97	-171.15	10.28
0	-171.5	9.73
10.97	-171.15	9.07
21.77	-170.11	8.33
32.25	-168.44	7.52
42.27	-166.21	6.67
51.68	-163.53	5.81

Figura 4.2 – Arquivos com os dados da estação 1 coordenadas globais

Após a criação de bloco de notas individuais para cada estação, abre-se um arquivo de peça no *SolidWorks* e na aba de sólidos com a ferramenta “curvas inserir pontos x,y,z” fez-se



## Capítulo 4 – Construção da Turbina Wells

a introdução individual das blocos de notas das estações, obtendo-se como resultado a figura 4.3.

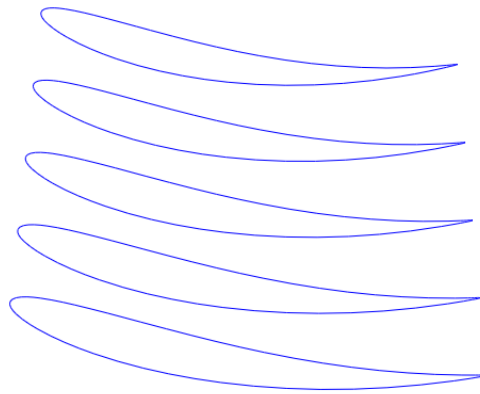


Figura 4.3 – Vista das 5 estações no programa *SolidWorks*

A seguir com a ferramenta de extrusão por *loft* fez-se o preenchimento das estações e criação do sólido gráfico da pá conforme a figura 4.4.

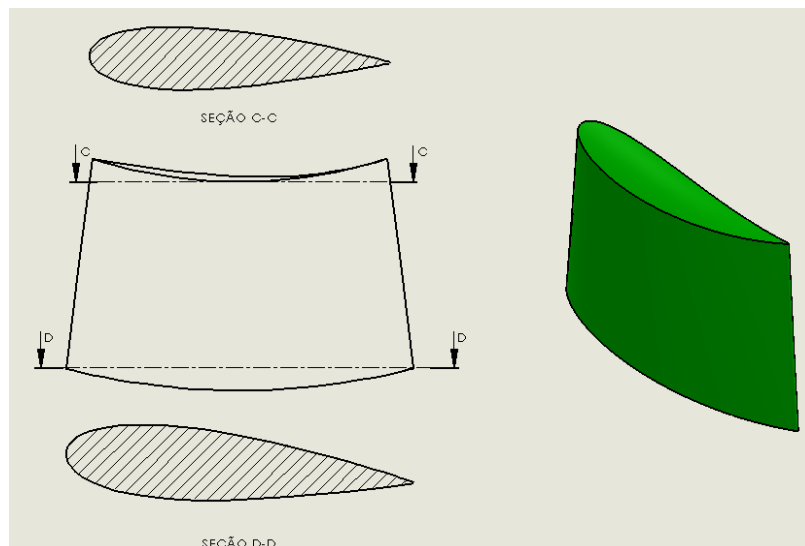


Figura 4.4 – Vista da pá criada com as estações

O resultado final desta etapa é a confirmação da metodologia de geração da pá a partir do projeto aerodinâmico teórico. Verifica-se também a conformidade da peça criada com os

## Capítulo 4 – Construção da Turbina Wells

raios de cubo e turbina estabelecidos, validando assim a metodologia de equacionamento para tal. Pode-se ainda com o auxílio do programa estimar, para diferentes materiais de construção da pá, propriedades geométricas tais como centro de massa, peso e momentos de inércia.

### 4.3 DESENHOS DA TURBINA

Após a etapa de formação gráfica da pá faz-se necessário projetar o restante da turbina possibilitando os testes da mesma. Nesta fase faz-se o esboço do conjunto da turbina chegando-se a opção de colocá-la em um eixo fixado por mancais de rolamentos, que serão sustentados por cavaletes fixos à base da seção de testes do túnel de ensaio. Complementa esta etapa os adaptadores da seção quadrada do túnel para circular da turbina, as carenagens da turbina e o conjunto de pás guias. Para o desenvolvimento destas peças fez-se o uso do *SolidWorks* por possibilitar desenhos em três dimensões e estar disponível na Universidade Federal do Rio Grande. O primeiro esboço da turbina é apresentado na figura 4.5.

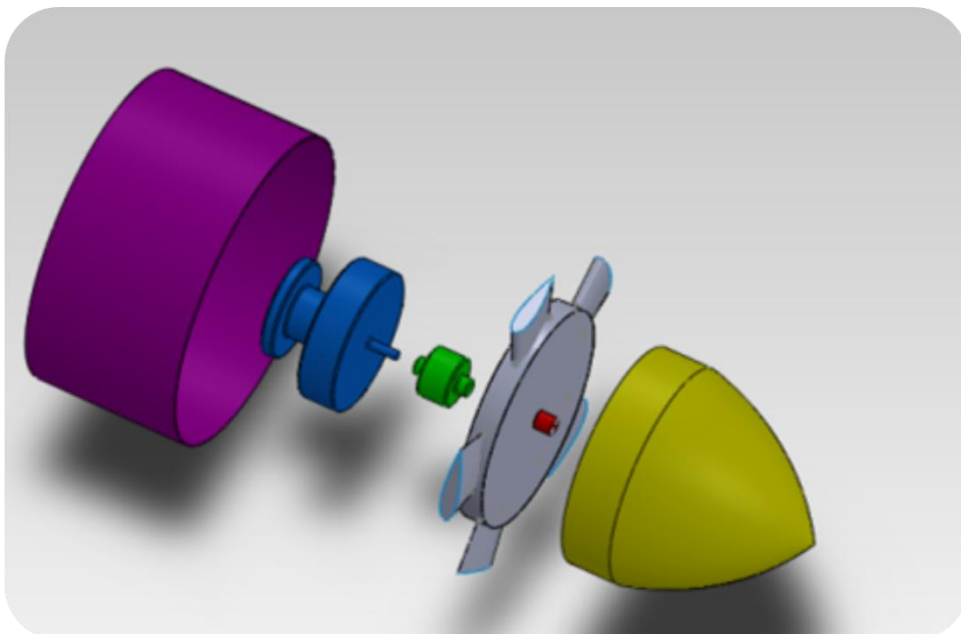


Figura 4.5 - Esboço inicial da turbina

## Capítulo 4 – Construção da Turbina Wells

### 4.3.1 ROTOR

O cubo do rotor foi criado a partir de um cilindro com raio de 172 mm e espessura de 40 mm. Circundando este cilindro adicionaram-se oito pás conforme o item 4.2. A figura 4.9 ilustra a vista isométrica do rotor e o detalhamento do mesmo é parte integrante do apêndice A.

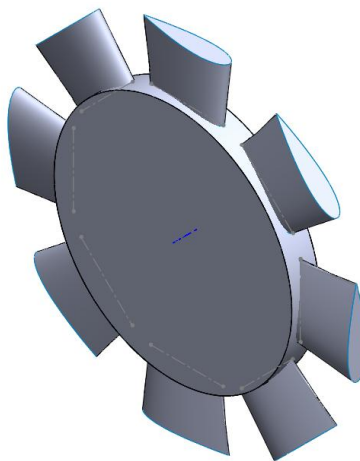


Figura 4.6- Vista isométrica do rotor da turbina Wells

### 4.3.2 EIXO

O eixo da turbina transmitirá a potência mecânica para o gerador e receberá cargas axiais bidirecionais. Entre o gerador e a turbina há um torquímetro dinâmico, tendo o eixo dimensões compatíveis daquelas normatizadas pelo acoplamento do transdutor de torque. Como este possui um torque máximo de 50Nm o diâmetro do eixo ficou com um elevado coeficiente de segurança. A figura 4.7 apresenta a vista isométrica do eixo e o desenho técnico detalhado é parte integrante do apêndice A.

## Capítulo 4 – Construção da Turbina Wells

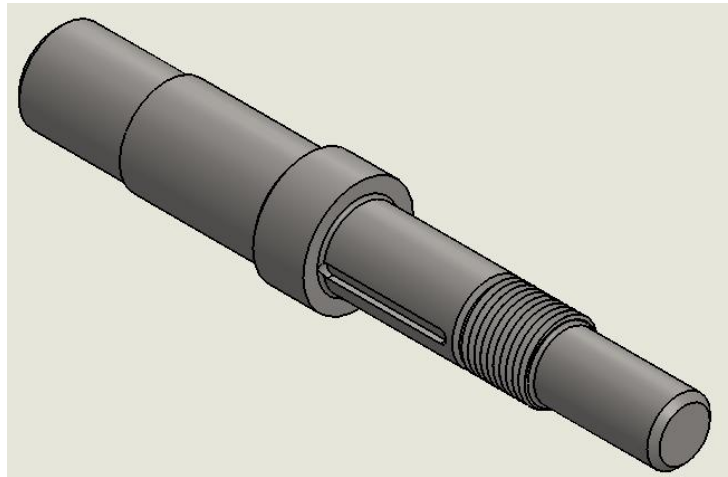


Figura 4.7 Vista Isométrica do eixo da turbina

### 4.3.3 CAVALETES, SUPORTES DO GERADOR E DO TORQUÍMETRO

Os cavaletes têm a função de apoiar os mancais de rolamentos e fixá-los a seção de testes da turbina. Já o suporte do gerador posiciona o mesmo alinhando-o com o rotor da turbina. O suporte do torquímetro posiciona-o com os eixos da turbina e gerador. As figuras 4.8 a 4.10 apresentam, respectivamente, os cavaletes, suporte do gerador e suporte do torquímetro. O desenho detalhado é parte integrante do apêndice A.

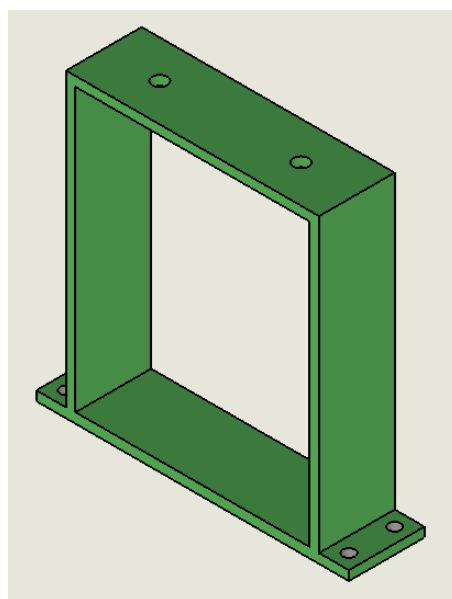


Figura 4.8 Vista isométrica dos cavaletes

## Capítulo 4 – Construção da Turbina Wells

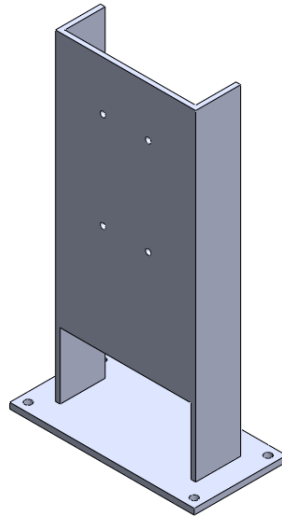


Figura 4.9- Vista isométrica do suporte do gerador

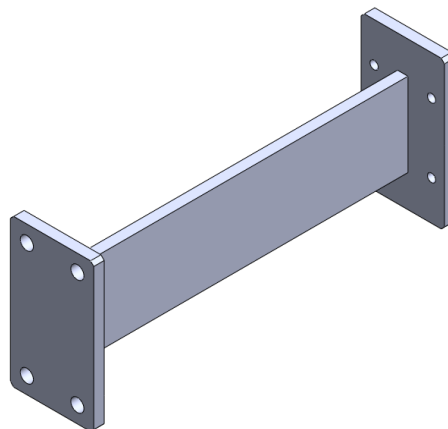


Figura 4.10 - Vista isométrica do suporte do torquímetro

### 4.3.4 CARENAGENS

As carenagens têm a função de limitar a via de passagem do fluido, conduzindo-o até o anelar onde ficam as pás da turbina. A figura 4.11 apresenta a carenagem interna que possui o diâmetro do cubo do rotor e a carenagem externa que tem o diâmetro da turbina mais a folga entre rotor e estator.

## Capítulo 4 – Construção da Turbina Wells

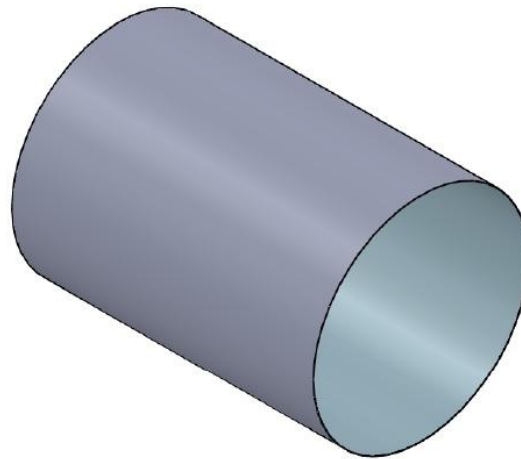


Figura 4.11 Carenagem interna

### 4.3.5 ADAPTADOR DE SEÇÃO E EXTREMIDADES DA TURBINA

O adaptador tem a função de conectar a seção quadrada do túnel de ensaio à seção circular da turbina. A figura 4.12 apresenta este adaptador. Já as extremidades da turbina são imprescindíveis para o direcionamento do fluido possibilitando sua entrada na turbina, conforme a figura 4.13.

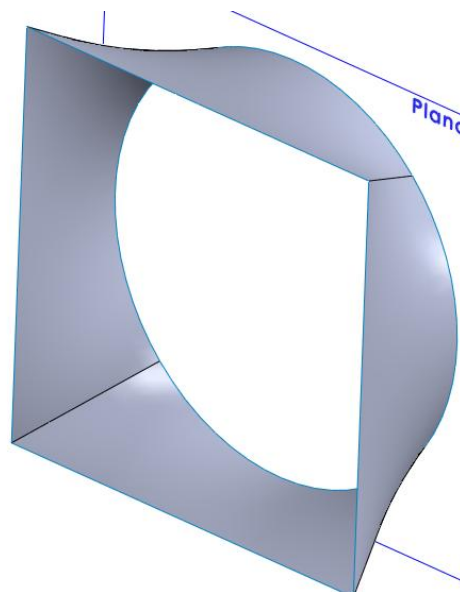


Figura 4.12 Adaptador de seção

## Capítulo 4 – Construção da Turbina Wells

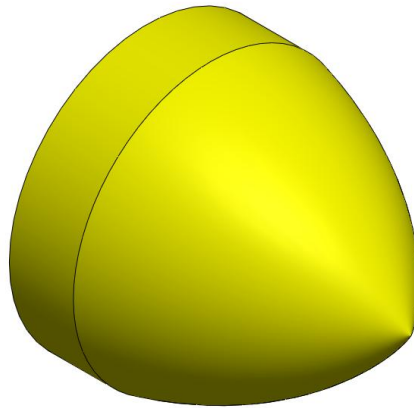


Figura 4.13 Extremidade da turbina

### 4.3.6 DESENHO DO CONJUNTO DAS PÁS GUIAS

As pás guias tem a função de aperfeiçoar o direcionamento do fluxo de ar na turbina e são formadas por 10 pás posicionadas ao longo do anelar formado por dois cilindros, conforme apresentado na figura 4.14.

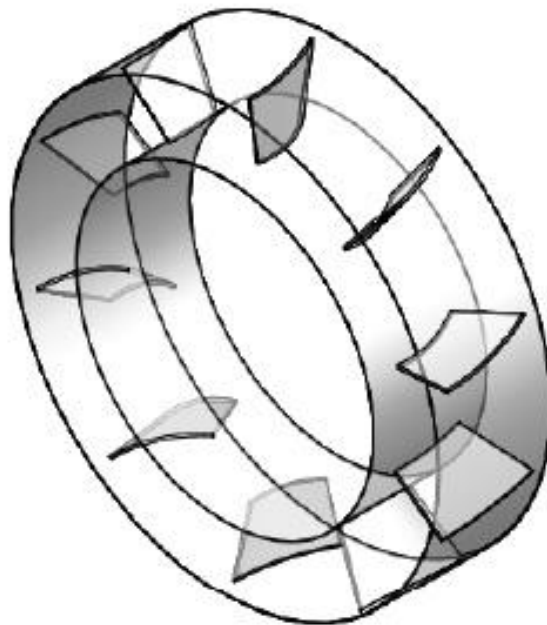


Figura 4.14- Vista isométrica das pás guias

## Capítulo 4 – Construção da Turbina Wells

### 4.3.7 DESENHO EM CONJUNTO DA TURBINA

O desenho em conjunto das peças que compõem a turbina pode ser visualizado na figura 4.15. É conveniente destacar que o desenho detalhado da turbina permite que potenciais erros de posicionamento e ou geometria sejam mitigados evitando assim a interferência indesejada entre as peças bem como suas funcionalidades individuais.

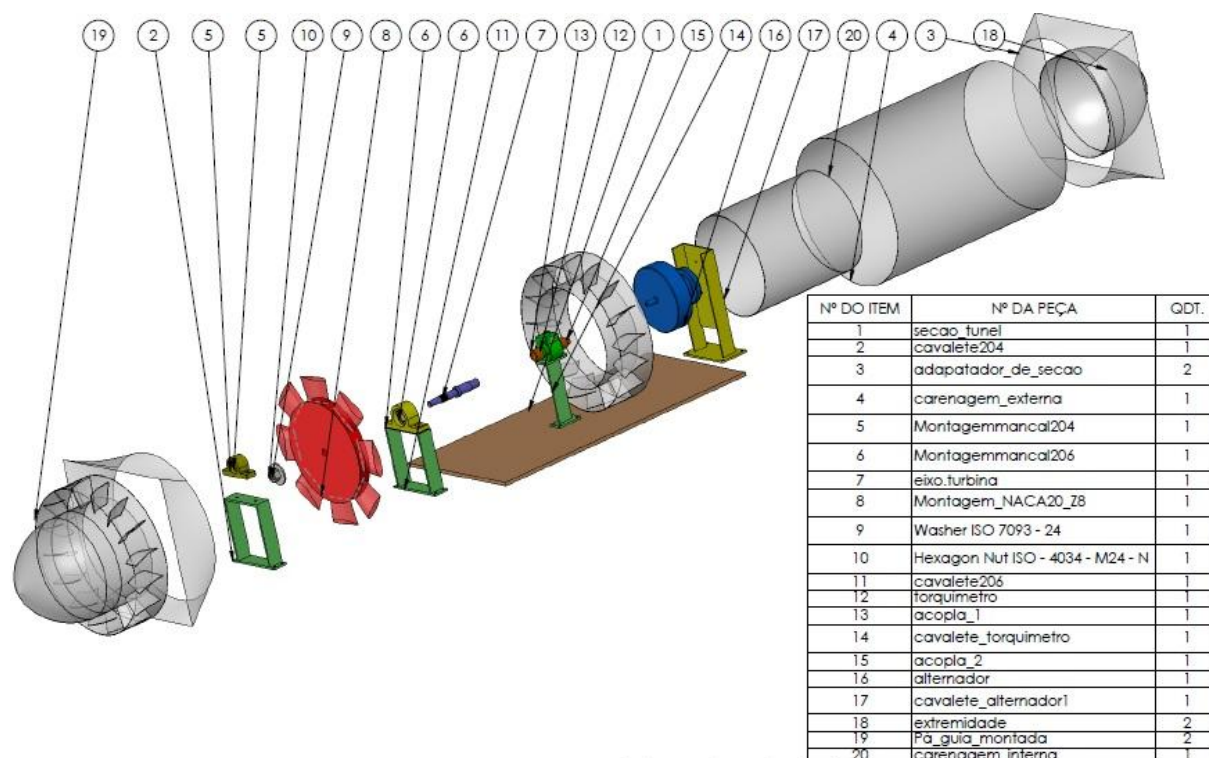


Figura 4.18 Vista explodida da turbina (Apêndice A)

## 4.4 CONSTRUÇÃO DOS COMPONENTES DA TURBINA

Para a construção da turbina se teve apoio de prestação de serviços externa em algumas peças metálicas, tais como os suportes, cavaletes, cubo da turbina e eixo. Já outras peças como mancais, rolamentos e parafusos foram adquiridos. No entanto, as pás da turbina, as pás guias, os adaptadores de seção e as carenagens foram confeccionados conforme as habilidades do autor e serão detalhadas a seguir.



## Capítulo 4 – Construção da Turbina Wells

Com a modelagem gráfica da pá anteriormente apresentada tinha-se duas opções, utilizar uma impressora 3D ou confeccioná-la manualmente. Como a impressora existente na Universidade estava indisponível fez-se a construção da pá manualmente.

Imprimiu-se o desenho gerado pela pá e recortaram-se as seções próximas ao cubo e a extremidade da mesma criando estes perfis em chapa de alumínio. Posicionaram-se os perfis ao longo de um eixo fazendo a curvatura dos raios da turbina. As figuras 4.16 e 4.17 ilustram estes procedimentos.

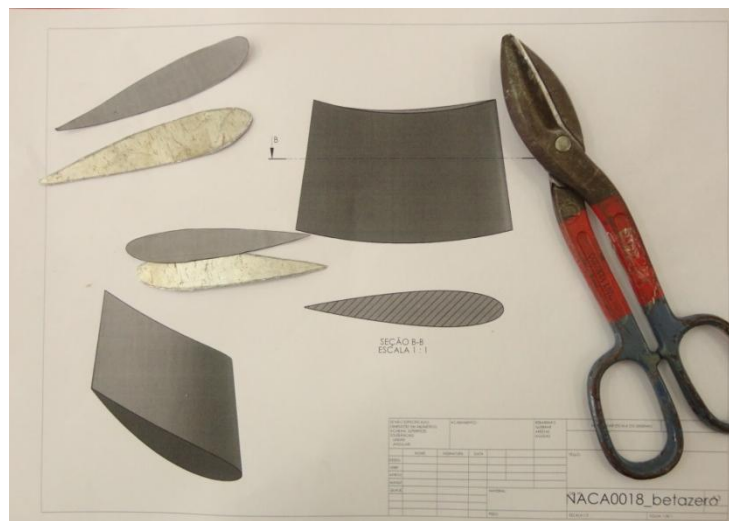


Figura 4.16 – Perfis recortados em chapa de alumínio

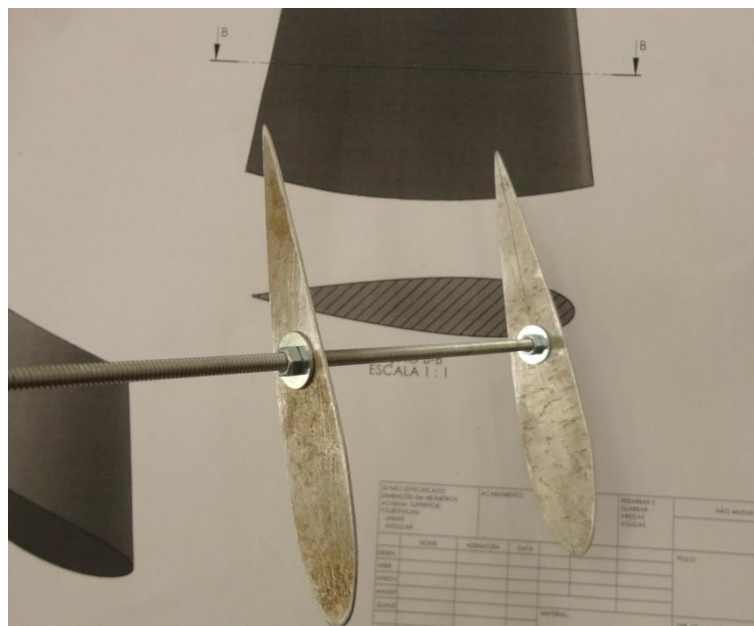


Figura 4.17 – Perfis posicionados no eixo

## Capítulo 4 – Construção da Turbina Wells

Preencheram-se os perfis com massa plástica e após a secagem lixou-se até obter o modelo final. As figuras 4.18 e 4.19 demonstram estas etapas.



Figura 4.18 – Preenchimento do modelo com massa plástica

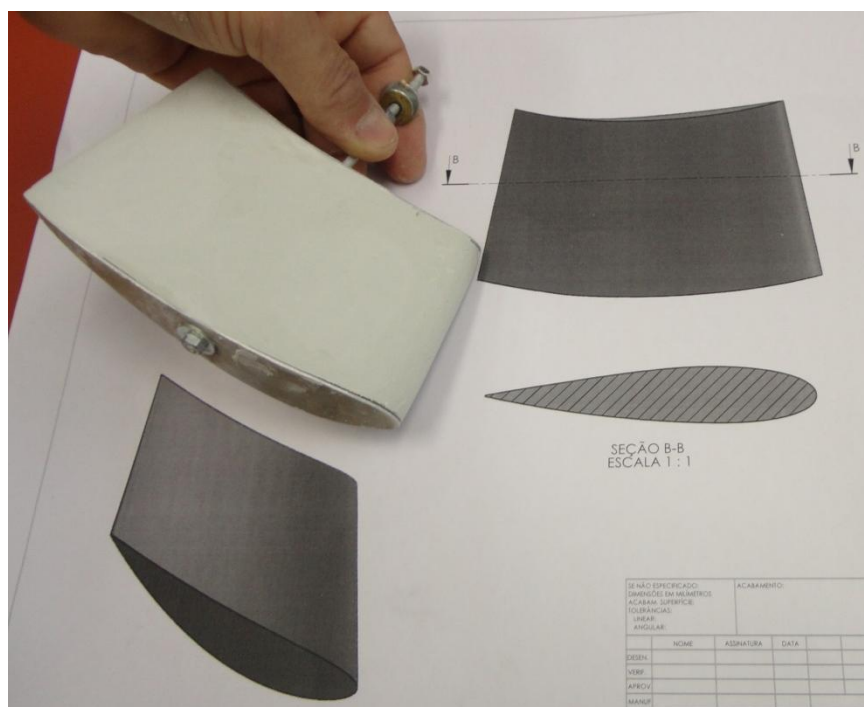


Figura 4.19 – Modelo final da pá

## Capítulo 4 – Construção da Turbina Wells

Com o modelo construído aplicou-se cera desmoldante, seguido por uma etapa de laminação com fibra de vidro para a fabricação do molde que é ilustrado na figura 4.20. Através deste foram confeccionados as pás da turbina com fibra de vidro conforme a figura 4.21, as quais passaram por processo de acabamento com massa corrida e posterior pintura de acordo com a figura 4.22.



Figura 4.20 – Molde em fibra de vidro da pá



Figura 4.21 – Pás desmoldadas em fibra de vidro

## Capítulo 4 – Construção da Turbina Wells



Figura 4.22 – Pás da turbina pintadas

Na etapa seguinte fixaram-se as pás ao longo do cubo finalizando a construção do rotor da turbina, conforme apresenta a figura 4.23.

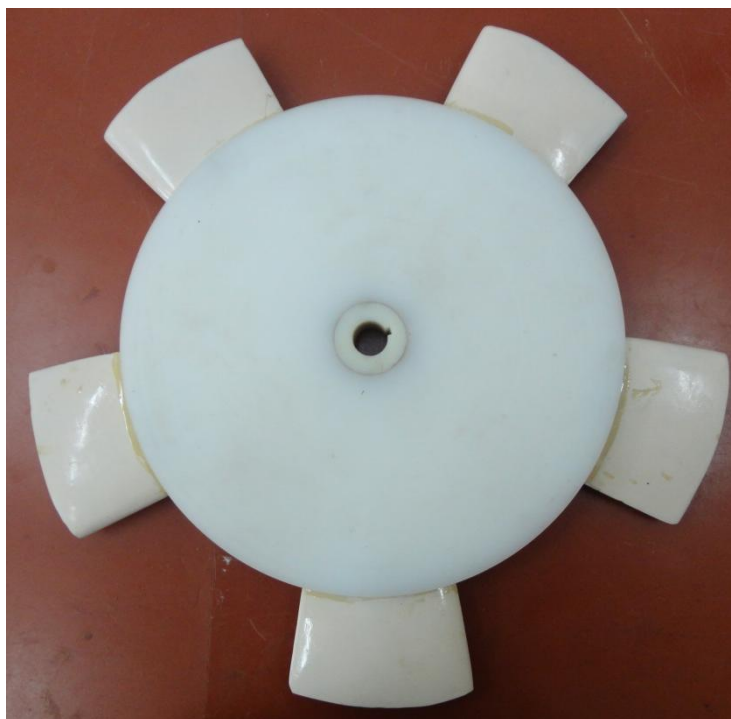


Figura 4.23 – Rotor da turbina finalizado



## Capítulo 4 – Construção da Turbina Wells

Convém salientar que ao longo de testes iniciais a turbina da figura 4.23 teve suas pás quebradas e o projeto foi desenvolvido com a turbina de 8pás que estava em construção paralelamente.

A construção dos demais componentes é ilustrada na figura 4.24 durante o processo de verificação inicial da montagem.

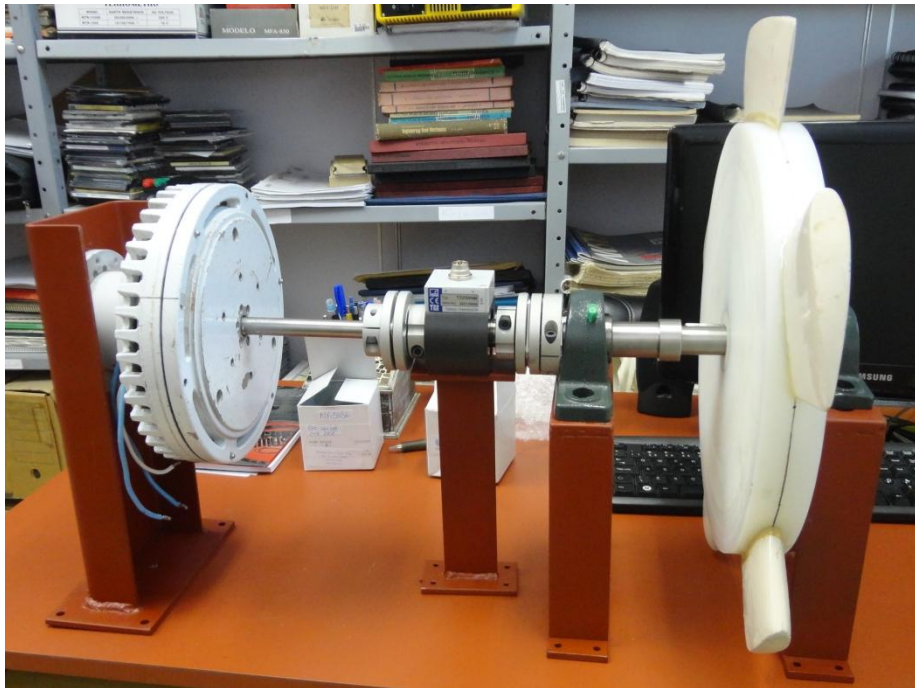


Figura 4.24 – Verificação inicial da montagem

As pás guias foram construídas através de tubos de PVC comerciais conforme o raio de curvatura e comprimento de corda apresentados na tabela 4.5. As mesmas foram posicionadas entre chapas de PET de acordo com o ilustrado na figura 4.25. Para a construção dos adaptadores de seção foi necessário primeiramente fazer um molde de gesso seguido de laminação de fibra de vidro, etapas apresentadas nas figuras 4.26 e 4.27.

## Capítulo 4 – Construção da Turbina Wells



Figura 4.25 – Conjunto de pás guias

## Capítulo 4 – Construção da Turbina Wells

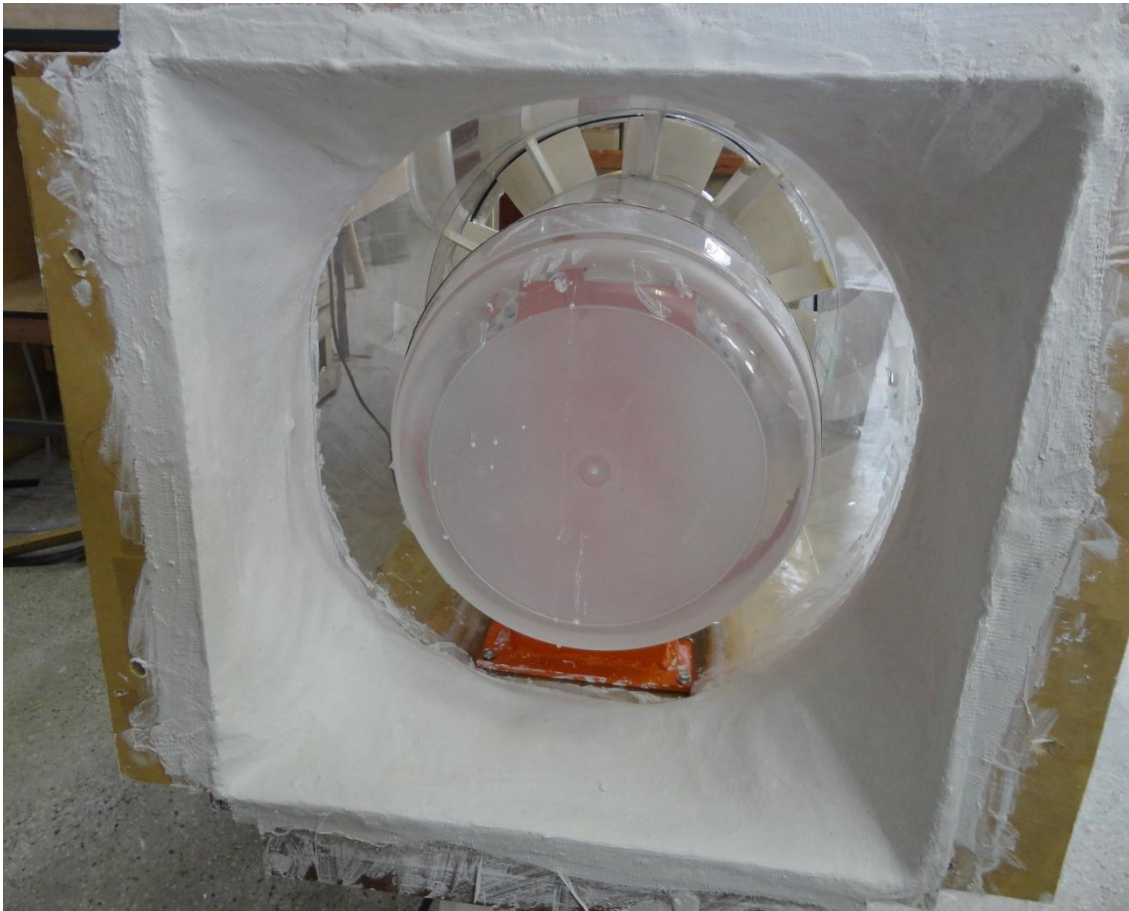


Figura 4.26 – Molde de gesso do adaptador de seção



Figura 4.27 – Adaptador de seção laminado

## Capítulo 4 – Construção da Turbina Wells

**4.5 MONTAGEM E POSICIONAMENTO DA TURBINA**

A montagem da turbina inicia a partir da fixação dos cavaletes na base da seção de testes do túnel. A sequência de montagem é realizada no sentido da turbina até o mecanismo de frenagem, com os componentes sendo alinhados e colocados conforme a figura 4.28.

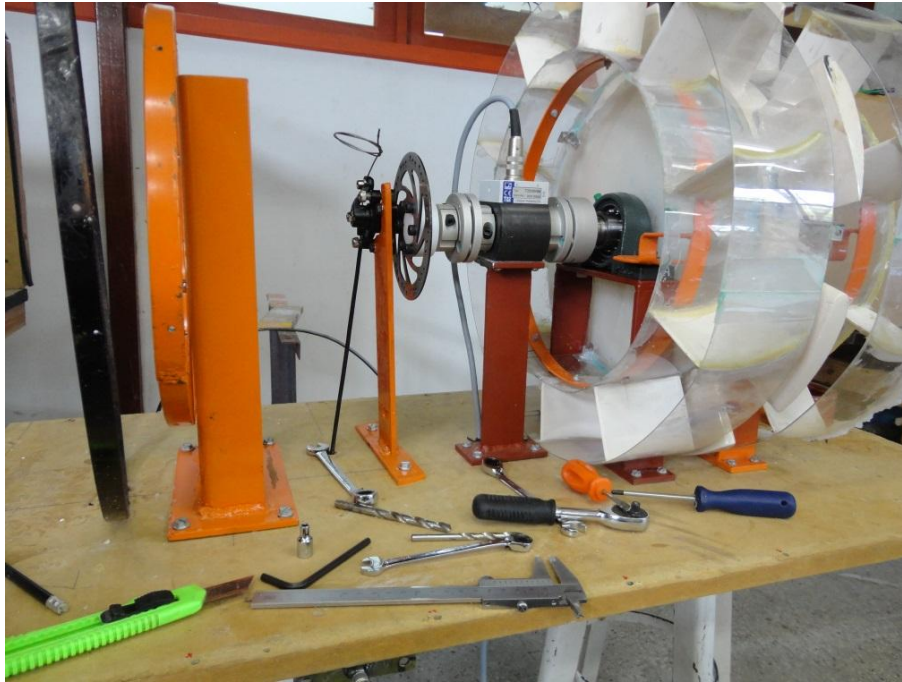


Figura 4.28 – Componentes fixados na base da seção de testes

Após tem-se a instalação das carenagens internas e externas. Como forma de facilitar a visualização da turbina utilizou-se lâminas de PET (policloreto de etileno) transparentes em ambas as carenagens. A figura 4.29 ilustra a turbina com a instalação das carenagens.



## Capítulo 4 – Construção da Turbina Wells

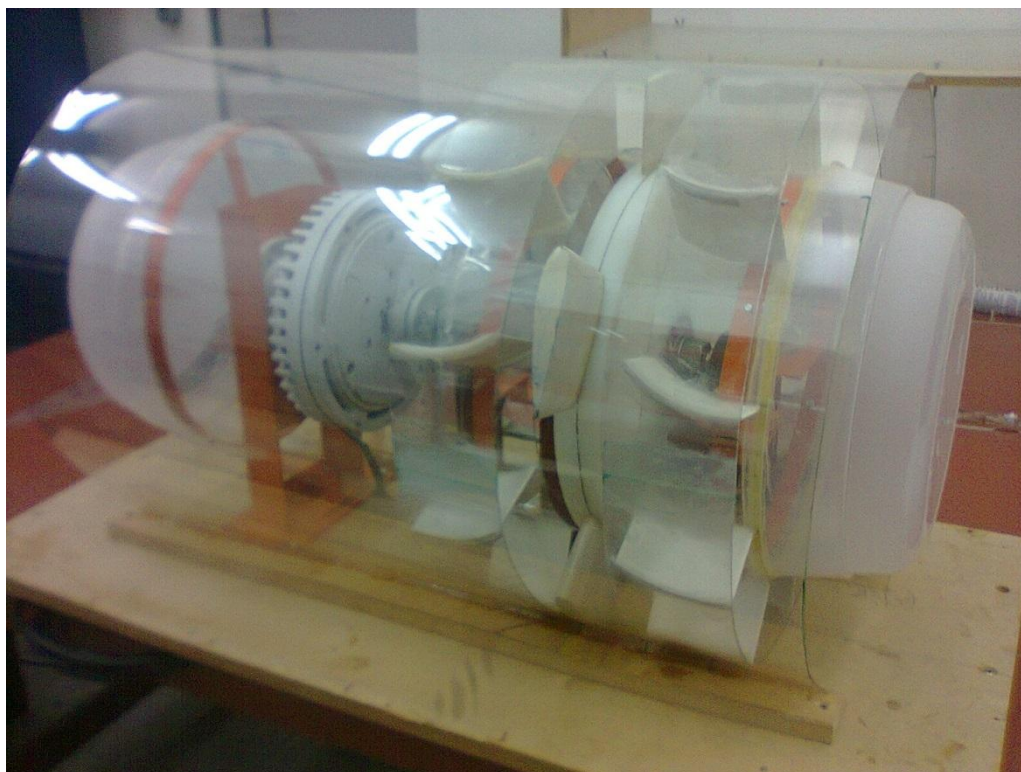


Figura 4.29 – Turbina com as carenagens interna e externa

A etapa de montagem é finalizada com o acoplamento entre a seção de testes e o túnel de ensaio. Para tal é necessária à instalação dos adaptadores de seção em ambos os lados da turbina. A figura 4.30 ilustra esta fase.



## Capítulo 4 – Construção da Turbina Wells

Figura 4.30 – Instalação dos adaptadores na seção de testes

Para habilitar os testes é necessário o posicionamento e fixação da turbina montada junto ao túnel de ensaio, que é obtida por meio de parafusos passantes entre os flanges dos mesmos. A figura 4.31 apresenta a turbina montada no túnel de ensaio.



Figura 4.31 – Turbina montada sob testes

## 5 INSTRUMENTAÇÃO E TESTES EXPERIMENTAIS DA TURBINA WELLS

Após a finalização da montagem da turbina se partiu para preparar a bancada de testes tornando-a capaz de identificar os resultados experimentais, possibilitando assim a validação dos resultados teóricos descritos no capítulo 4.

Esta etapa descreve as adaptações realizadas no túnel de ensaio, aborda a instrumentação utilizada para o ensaio unidirecional da turbina e finaliza com os resultados experimentais obtidos nos ensaios.

### 5.1 ADAPTAÇÃO NA BANCADA DE TESTES

O laboratório de Sistemas Térmicos já possuía um túnel de ensaio dotado de dois ventiladores com motores elétricos de 30 CV cada. No entanto, o mesmo precisou ter sua estrutura de chapa galvanizada substituída por madeira para que o perfil de velocidades não sofresse alteração pelas deformações que ocorriam na chapa. Além disso, a velocidade do túnel que anteriormente era controlada por meio de uma válvula borboleta passou a ter controle via inversores de frequência instalados junto aos motores dos ventiladores. As figuras 5.1 e 5.2 demonstram tais alterações.



Figura 5.1 – Substituição das chapas do túnel de ensaio

## Capítulo 5 – Instrumentação e Testes Experimentais da Turbina Wells



Figura 5.2 – Detalhe dos inversores de frequência instalados

A instrumentação utilizada no projeto visou obter o desempenho das três fases de transformação da energia existente. Para a determinação da potência pneumática entregue à turbina fez-se a medição da vazão de ar no anelar da turbina e do diferencial de pressão na mesma. Para a primeira fez-se a medição de velocidade do escoamento através de um anemômetro de fio quente instalado no anelar da turbina conforme apresenta a figura 5.3. Logo o produto da área deste com a velocidade média totalizou a vazão mássica de ar. Já a segunda medição foi realizada por intermédio de um manômetro diferencial com fluido manométrico HL ISOVG 22 com densidade de 0,85.



Figura 5.3 – Medição com o anemômetro de fio quente



## Capítulo 5 – Instrumentação e Testes Experimentais da Turbina Wells

A etapa de medição de potência mecânica foi obtida com o registro do momento torçor da turbina e a frequência de rotação. O torquímetro dinâmico da HBM T22 foi conectado a uma placa de aquisição Spider8 que através do programa *Catman AP* realizava os registros de torque da turbina conforme figura 5.4. Já a frequência de rotação da turbina em uma primeira tentativa foi indicada por um fototacômetro, no entanto, pela falta de precisão, optou-se pela instalação de um encoder acoplado ao eixo da turbina conforme as figuras 5.5 e 5.6.



Figura 5.4 – Detalhe da verificação de calibração dos torquímetros estático e dinâmico



Figura 5.5 – Encoder instalado no eixo da turbina

## Capítulo 5 – Instrumentação e Testes Experimentais da Turbina Wells



Figura 5.6 – Indicação da frequência de rotação da turbina

Nos primeiros testes realizados na turbina tinha-se o alternador de ímãs permanentes com potência de 250W da Enersud conectado na mesma. Para as medições de potência elétrica de saída do alternador usou-se o analisador de energia RE 4000 da Embrasul que agrupava as medições de tensão e corrente elétrica gerada.

### 5.2 TESTES EXPERIMENTAIS

Os testes realizados na turbina ocorreram diante de duas situações de controle de torque: elétrico e mecânico.

#### 5.2.1 TESTES COM CONTROLE ELÉTRICO

Primeiramente obteve-se o desempenho da turbina com o alternador conectado. De uma forma geral as potências pneumáticas, mecânicas e elétricas eram registradas conforme descrito no item 5.1 deste capítulo. A metodologia de testes tinha os seguintes passos:

1º Através dos inversores de frequência dava-se a partida dos motores conectados aos ventiladores.

## Capítulo 5 – Instrumentação e Testes Experimentais da Turbina Wells

2º Com o alternador em aberto esperava-se a turbina partir e assumir uma frequência de regime.

3º Fez-se os registros de velocidades em três pontos do anelar da turbina, diferencial de pressão, torque, frequência de rotação, tensão e corrente elétrica.

4º Através de um reostato trifásico que estava conectado ao alternador atribuí-se uma carga ao alternador fazendo circular uma corrente elétrica no mesmo.

5º Repetia-se o 3º e 4º passos até que a frequência de rotação reduzisse 5% do seu valor.

6º Caso a potência mecânica estivesse subindo continuava-se a elevar a corrente elétrica do alternador através do reostato realizando os registros das grandezas.

7º Elevava-se a velocidade axial na turbina através do inversor de frequência e seguia-se a metodologia a partir do 3º passo.

O desempenho de uma turbina Wells pode ser obtido pelos coeficientes de força axial  $C_a$ , força tangencial  $C_t$ , fluxo  $\phi$  e rendimento  $\eta$ . Para tal instalou-se uma instrumentação conforme esquematizado na figura 5.7, obtendo-se os resultados experimentais com o alternador, os quais são apresentados na tabela 5.1.

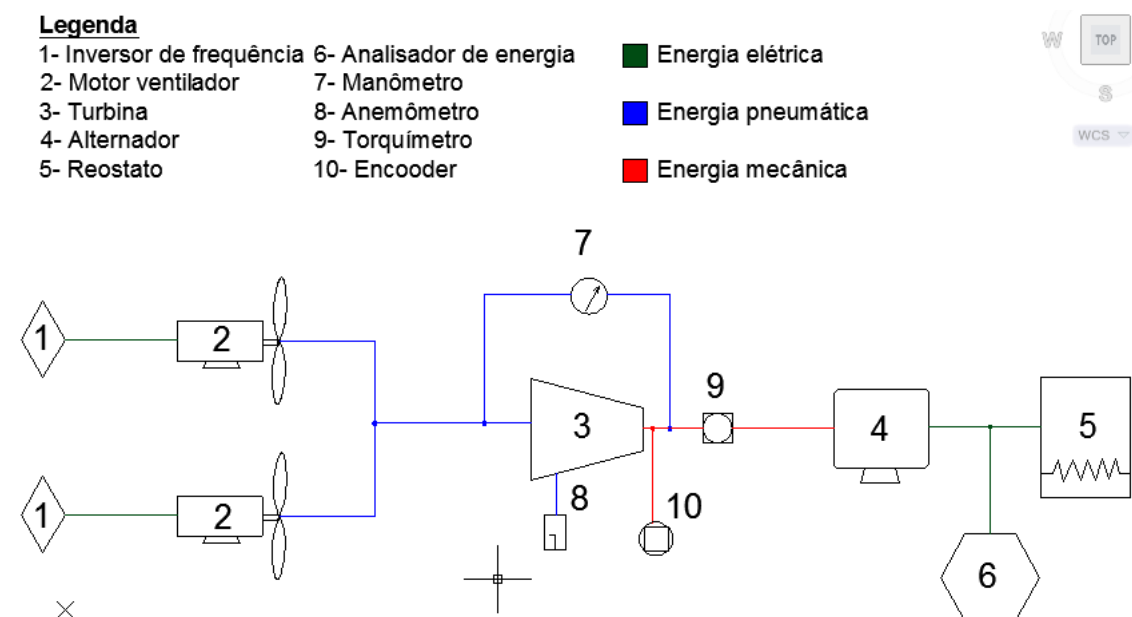


Figura 5.7 – Esquema dos instrumentos instalados nos testes com alternador

Capítulo 5 – Instrumentação e Testes Experimentais da Turbina Wells

Tabela 5.1 – Resultados experimentais com alternador

fm1 (Hz)	fm2 (Hz)	V1(m/s)	V2(m/s)	V3(m/s)	Vm (m/s)	N [RPM]	T [Nm]	Ppneu [W]	Pmec [W]	P elet [W]	$\eta$ mec	$\eta$ ele	Q [m³/s]	$\Delta p$ (N/m²)	$\omega$ [rad/s]	UR exp [m/s]	W exp [m/s]	CT exp	CA exp	$\phi$	$\alpha$
25	20	5.9	5.7	5.8	5.80	68.00	0.16	50.2853	1.17	0.00	2.32%	0.00%	0.5771	87.13	7.12	1.76	6.06	0.48	6.22	3.290904	73.09766
25	20	5.9	5.7	5.5	5.70	32.00	0.18	54.3602	0.60	0.05	1.11%	8.61%	0.5672	95.85	3.35	0.83	5.76	0.58	7.57	6.8726	81.72126
25	25	6.7	6.6	6.2	6.50	42.00	0.22	67.6251	0.95	0.04	1.40%	4.56%	0.6468	104.56	4.40	1.09	6.59	0.53	6.31	5.971181	80.49284
25	25	6.8	6.5	5.8	6.37	40.00	0.24	71.7578	0.99	0.03	1.38%	2.63%	0.6335	113.27	4.19	1.04	6.45	0.60	7.14	6.14113	80.75133
30	25	6.9	6.8	6.5	6.73	64.00	0.25	87.5659	1.64	0.38	1.88%	23.21%	0.6700	130.70	6.70	1.66	6.93	0.54	7.13	4.059255	76.16072
30	25	6.9	7	6.7	6.87	61.00	0.26	95.2532	1.64	0.43	1.72%	26.38%	0.6832	139.41	6.39	1.58	7.05	0.55	7.36	4.343225	77.03398
30	30	8.1	7.9	7.2	7.73	93.00	0.29	127.39	2.84	0.97	2.23%	34.11%	0.7695	165.55	9.74	2.41	8.10	0.47	6.62	3.208337	72.68837
30	30	8.3	7.9	7.2	7.80	86.00	0.29	135.25	2.59	0.91	1.92%	35.06%	0.7761	174.27	9.01	2.23	8.11	0.47	6.94	3.49939	74.05197
35	30	8.5	8.4	8	8.30	117.00	0.31	158.312	3.82	2.40	2.41%	62.78%	0.8259	191.69	12.25	3.03	8.84	0.43	6.44	2.737086	69.93012
35	30	8.4	8.1	8.1	8.20	112.00	0.32	156.405	3.71	2.70	2.37%	72.85%	0.8159	191.69	11.73	2.90	8.70	0.44	6.64	2.824828	70.50584
35	35	9.3	9	8	8.77	144.00	0.36	205.216	5.37	4.13	2.62%	76.84%	0.8723	235.26	15.08	3.73	9.53	0.42	6.79	2.34892	66.93921
35	35	9.3	9.1	8.2	8.87	136.00	0.36	207.557	5.18	3.96	2.50%	76.39%	0.8822	235.26	14.24	3.52	9.54	0.43	6.78	2.515461	68.32013
40	35	9.8	9.5	9.1	9.47	166.00	0.39	246.225	6.74	5.29	2.74%	78.46%	0.9419	261.40	17.38	4.30	10.40	0.38	6.34	2.200317	65.55915
40	35	9.7	9.3	9	9.33	153.00	0.47	242.757	7.50	5.67	3.09%	75.62%	0.9287	261.40	16.02	3.97	10.14	0.48	6.67	2.353648	66.9807
40	40	10.8	10.4	9.3	10.17	191.00	0.49	299.689	9.84	4.60	3.28%	46.74%	1.0116	296.25	20.00	4.95	11.31	0.41	6.08	2.053721	64.03757
40	40	10.7	10.3	9.2	10.07	182.00	0.50	305.469	9.45	4.60	3.09%	48.66%	1.0016	304.97	19.06	4.72	11.12	0.43	6.47	2.134079	64.89286
45	40	11.1	10.9	10.3	10.77	214.00	0.52	354.714	11.65	6.20	3.29%	53.20%	1.0713	331.11	22.41	5.55	12.11	0.38	5.92	1.94117	62.7446
45	40	11	10.7	9.9	10.53	202.00	0.54	356.159	11.34	6.40	3.18%	56.45%	1.0481	339.82	21.15	5.24	11.76	0.41	6.44	2.01192	63.57089
45	45	12.3	12	10.8	11.70	242.00	0.56	436.182	14.19	8.00	3.25%	56.37%	1.1642	374.67	25.34	6.27	13.28	0.34	5.57	1.865377	61.80493
45	45	11.9	11.8	10.4	11.37	230.00	0.58	433.61	13.97	8.00	3.22%	57.27%	1.1310	383.39	24.09	5.96	12.83	0.37	6.10	1.906784	62.32554
50	45	12.4	12.2	11.3	11.97	267.00	0.60	497.998	16.89	9.60	3.39%	56.85%	1.1907	418.24	27.96	6.92	13.82	0.34	5.74	1.729251	59.95985
50	45	12.5	12.5	12.1	12.37	253.00	0.61	503.923	16.11	10.20	3.20%	63.32%	1.2305	409.53	26.49	6.56	14.00	0.33	5.48	1.885942	62.06572
50	50	13.6	13.2	12	12.93	321.00	0.61	594.292	20.57	15.00	3.46%	72.91%	1.2869	461.81	33.62	8.32	15.38	0.28	5.12	1.554539	57.24773
50	50	13.2	13.1	11.9	12.73	302.00	0.62	596.141	19.73	15.40	3.31%	78.04%	1.2670	470.52	31.63	7.83	14.95	0.30	5.52	1.626789	58.42064
55	50	13.6	13.4	12.8	13.27	347.00	0.64	678.621	23.11	17.20	3.41%	74.42%	1.3201	514.09	36.34	8.99	16.03	0.26	5.25	1.475124	55.8663
55	50	13.9	13.5	12.3	13.23	331.00	0.66	653.97	22.74	17.80	3.48%	78.28%	1.3167	496.66	34.66	8.58	15.77	0.28	5.24	1.542544	57.04547
55	55	14.6	14.2	13	13.93	381.00	0.68	785.203	26.97	21.20	3.43%	78.60%	1.3864	566.37	39.90	9.87	17.08	0.25	5.09	1.410997	54.67409
55	55	15	14.7	13	14.23	368.00	0.69	802.109	26.67	21.80	3.32%	81.75%	1.4162	566.37	38.54	9.54	17.13	0.25	5.06	1.492296	56.17363
60	55	15	14.8	13.9	14.57	408.00	0.71	871.41	30.42	24.20	3.49%	79.55%	1.4494	601.22	42.73	10.57	18.00	0.23	4.87	1.377515	54.02241
60	55	14.8	14.7	13.7	14.40	388.00	0.73	861.44	29.74	25.20	3.45%	84.73%	1.4328	601.22	40.63	10.06	17.56	0.25	5.11	1.431947	55.07148
60	60	16.5	15.9	14.2	15.53	448.00	0.74	1023.51	34.90	29.40	3.41%	84.23%	1.5456	662.21	46.91	11.61	19.39	0.21	4.62	1.337774	53.22151
60	60	16.1	15.7	14.1	15.30	424.00	0.77	1008.13	34.28	29.60	3.40%	86.35%	1.5224	662.21	44.40	10.99	18.84	0.23	4.89	1.392265	54.31204
65	60	16.5	16.3	15.5	16.10	475.00	0.79	1144.6	39.20	33.00	3.42%	84.19%	1.6020	714.49	49.74	12.31	20.27	0.20	4.56	1.307761	52.5961
65	60	16.6	16	15.2	15.93	454.00	0.81	1132.75	38.41	32.80	3.39%	85.38%	1.5854	714.49	47.54	11.77	19.81	0.22	4.78	1.354088	53.55397
65	65	17.1	16.8	15.3	16.40	508.00	0.82	1251.24	43.83	38.00	3.50%	86.69%	1.6318	766.77	53.20	13.17	21.03	0.20	4.55	1.245593	51.24145
65	65	17.5	17.4	16	16.97	452.00	0.88	1265.05	41.46	40.20	3.28%	96.95%	1.6882	749.35	47.33	11.71	20.62	0.22	4.62	1.448286	55.37603
66	66	17.5	17	16.4	16.97	518.00	0.84	1309.18	45.78	39.80	3.50%	86.93%	1.6882	775.49	54.24	13.43	21.64	0.19	4.34	1.263755	51.6457



## Capítulo 5 – Instrumentação e Testes Experimentais da Turbina Wells

Com o sistema de controle elétrico não foi possível a obtenção das condições de regime da turbina, principalmente pela inércia oferecida pelo alternador na partida da mesma. A principal razão para tal era a presença de dois rolamentos blindados no alternador ocasionando um atrito significativo e impossibilitando assim que a turbina atingisse ângulos de ataque próximos aos  $15^\circ$ , o qual havia referencial teórico para avaliar o desempenho da mesma. Portanto fez-se necessário buscar uma alternativa de controle de torque que permitisse a turbina atingir coeficientes de fluxo próximos as condições ideais de operação da mesma.

### 5.2.2 TESTES COM CONTROLE MECÂNICO

Para os testes com controle mecânico foram retirados o alternador e seu respectivo suporte conforme ilustra o diagrama da figura 5.8. Em substituição destes foram confeccionados eixo, suporte e adquirido um freio a disco conforme figura 5.9.

#### Legenda

- |                           |                |
|---------------------------|----------------|
| 1- Inversor de frequência | 6- Anemômetro  |
| 2- Motor ventilador       | 7- Torquímetro |
| 3- Turbina                | 8- Encoder     |
| 4- Freio a disco          |                |
| 5- Manômetro              |                |

- Energia elétrica
- Energia pneumática
- Energia mecânica

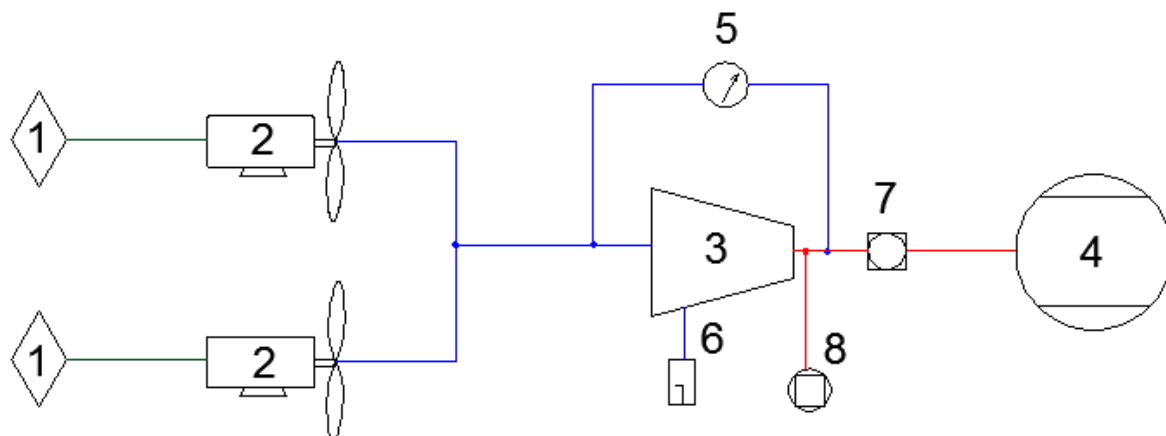


Figura 5.8 – Esquema de instrumentação montada nos testes com freio mecânico

## Capítulo 5 – Instrumentação e Testes Experimentais da Turbina Wells

Repetiu-se a metodologia de testes descrita no item 5.2.1 e obtiveram-se os resultados apresentados na tabela 5.2.

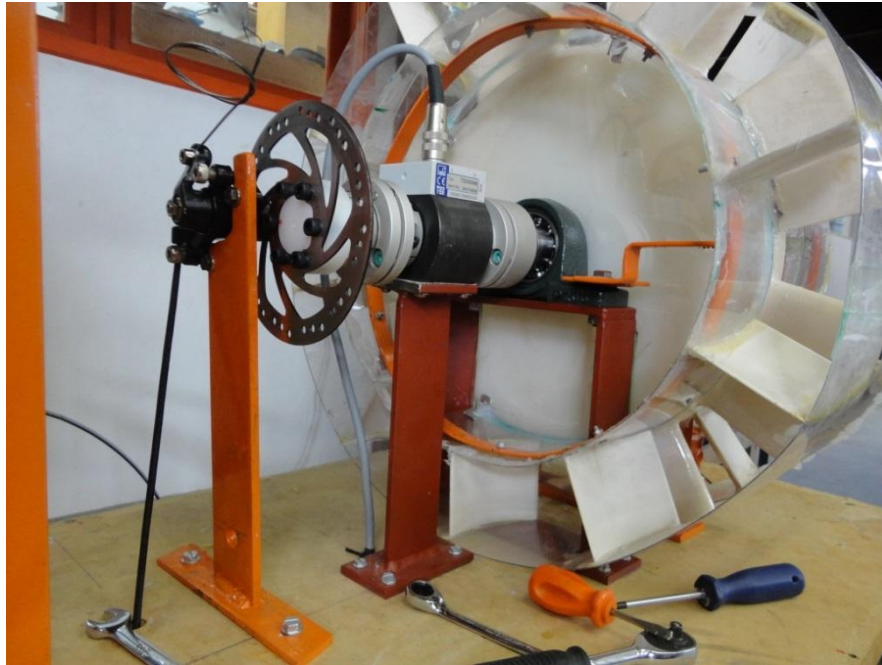


Figura 5.9 – Detalhe do suporte e freio a disco

# Capítulo 5 – Instrumentação e Testes Experimentais da Turbina Wells

Tabela 5.2 - Resultados experimentais com freio mecânico

fm1 (Hz)	fm2 (Hz)	V1(m/s)	V2(m/s)	V3(m/s)	Va (m/s)	$\Delta p$ [Pa]	N [RPM]	T [N.m]	P pneu (W)	P mec (W)	$\eta_{mec}$	Q exp [m³/s]	wexp [rd/s]	UR exp	W exp	CT exp	CA exp	$\Phi_{exp}$	$\eta_{exp}$	$\alpha$
20	20	4.5	4.3	3.9	4.23	113.27	832	0.148	47.713	12.895	27.03%	0.421	87.13	21.56	21.975	0.033	0.615	0.196	27.03%	11.11
20	20	4.4	4.3	3.8	4.17	113.27	806	0.184	46.962	15.530	33.07%	0.415	84.40	20.89	21.302	0.043	0.655	0.199	33.07%	11.28
20	20	4.6	4.7	3.7	4.33	113.27	800	0.188	48.840	15.750	32.25%	0.431	83.78	20.73	21.182	0.045	0.662	0.209	32.25%	11.80
20	20	4.6	4.5	3.9	4.33	113.27	790	0.192	48.840	15.884	32.52%	0.431	82.73	20.48	20.929	0.047	0.678	0.212	32.52%	11.95
20	20	4.6	4.4	3.7	4.23	113.27	781	0.208	47.713	17.012	35.65%	0.421	81.79	20.24	20.680	0.052	0.695	0.209	35.65%	11.81
20	20	4.6	4.7	3.6	4.3	113.27	781	0.212	48.465	17.339	35.78%	0.428	81.79	20.24	20.694	0.053	0.694	0.212	35.78%	11.99
20	20	4.8	4.7	3.7	4.40	113.27	770	0.232	49.592	18.707	37.72%	0.438	80.63	19.96	20.436	0.059	0.711	0.220	37.72%	12.43
20	20	4.6	4.5	3.7	4.27	113.27	751	0.24	48.089	18.875	39.25%	0.425	78.64	19.46	19.927	0.064	0.748	0.219	39.25%	12.36
20	20	4.6	4.7	3.7	4.33	113.27	745	0.264	48.840	20.596	42.17%	0.431	78.02	19.31	19.789	0.072	0.758	0.224	42.17%	12.65
20	20	4.8	4.5	3.6	4.3	113.27	721	0.284	48.465	21.443	44.24%	0.428	75.50	18.69	19.175	0.082	0.808	0.230	44.24%	12.96
20	20	4.6	4.6	3.8	4.33	113.27	737	0.264	48.840	20.375	41.72%	0.431	77.18	19.10	19.587	0.073	0.774	0.227	41.72%	12.78
20	20	4.5	4.5	4	4.33	113.27	711	0.284	48.840	21.145	43.29%	0.431	74.46	18.43	18.930	0.084	0.829	0.235	43.29%	13.23
20	20	4.6	4.6	3.7	4.3	113.27	694	0.304	48.465	22.093	45.59%	0.428	72.68	17.99	18.494	0.095	0.868	0.239	45.59%	13.44
20	20	4.5	4.6	3.7	4.27	113.27	649	0.356	48.089	24.195	50.31%	0.425	67.96	16.82	17.354	0.126	0.986	0.254	50.31%	14.23
20	20	4.7	4.7	3.7	4.37	113.27	618	0.392	49.216	25.369	51.55%	0.434	64.72	16.02	16.602	0.151	1.078	0.273	51.55%	15.25
25	25	5.6	5.5	4.3	5.13	182.98	1090	0.252	93.461	28.764	30.78%	0.511	114.14	28.25	28.713	0.033	0.582	0.182	30.78%	10.30
25	25	5.5	5.6	4.5	5.20	182.98	1055	0.296	94.675	32.702	34.54%	0.517	110.48	27.34	27.834	0.041	0.619	0.190	34.54%	10.77
25	25	5.6	5.6	4.7	5.30	182.98	1033	0.312	96.496	33.751	34.98%	0.527	108.18	26.77	27.293	0.045	0.644	0.198	34.98%	11.20
25	25	5.6	5.6	4.8	5.33	182.98	956	0.376	97.103	37.642	38.77%	0.531	100.11	24.78	25.345	0.062	0.747	0.215	38.77%	12.15
25	25	5.8	5.6	4.8	5.40	182.98	944	0.444	98.317	43.892	44.64%	0.537	98.86	24.47	25.056	0.075	0.764	0.221	44.64%	12.45
25	25	5.8	6	4.8	5.53	182.98	874	0.556	100.744	50.888	50.51%	0.551	91.53	22.65	23.318	0.109	0.882	0.244	50.51%	13.73
25	25	5.8	6	4.8	5.53	182.98	812	0.556	100.744	47.278	46.93%	0.551	85.03	21.05	21.761	0.125	1.013	0.263	46.93%	14.73
25	25	6	6	5.1	5.70	182.98	819	0.556	103.779	47.686	45.95%	0.567	85.77	21.23	21.979	0.123	0.993	0.269	45.95%	15.03
30	25	6	5.9	5.3	5.73	217.83	1241	0.252	124.268	32.749	26.35%	0.570	129.96	32.16	32.671	0.025	0.535	0.178	26.35%	10.11
30	25	5.9	5.8	5.3	5.67	217.83	1223	0.264	122.823	33.811	27.53%	0.564	128.07	31.70	32.200	0.027	0.551	0.179	27.53%	10.14
30	25	6	6	5.1	5.7	217.83	1210	0.284	123.546	35.986	29.13%	0.567	126.71	31.36	31.875	0.030	0.562	0.182	29.13%	10.30
30	25	6	6	5.3	5.77	217.83	1174	0.308	124.991	37.866	30.29%	0.574	122.94	30.43	30.970	0.034	0.596	0.190	30.29%	10.73
30	25	6	6	5.2	5.73	217.83	1123	0.352	124.268	41.395	33.31%	0.570	117.60	29.11	29.665	0.043	0.649	0.197	33.31%	11.14
30	25	6	6	5.4	5.80	217.83	1088	0.48	125.713	54.689	43.50%	0.577	113.94	28.20	28.789	0.062	0.689	0.206	43.50%	11.62
30	25	6	6.2	5.6	5.93	217.83	1071	0.52	128.603	58.321	45.35%	0.590	112.15	27.76	28.385	0.069	0.709	0.214	45.35%	12.07
30	25	6.1	6	5.5	5.87	217.83	1029	0.552	127.158	59.482	46.78%	0.584	107.76	26.67	27.307	0.079	0.766	0.220	46.78%	12.41
30	25	6.3	6	5.3	5.87	217.83	1000	0.62	127.158	64.926	51.06%	0.584	104.72	25.92	26.574	0.093	0.809	0.226	51.06%	12.75
30	25	6	6.1	5.5	5.87	217.83	998	0.692	127.158	72.321	56.87%	0.584	104.51	25.87	26.523	0.105	0.812	0.227	56.87%	12.78
30	25	6.3	6	5.6	5.97	217.83	867	0.736	129.326	66.823	51.67%	0.594	90.79	22.47	23.250	0.145	1.057	0.266	51.67%	14.87
30	30	6.7	6.8	5.5	6.33	270.11	1279	0.384	170.219	51.432	30.22%	0.630	133.94	33.15	33.749	0.036	0.622	0.191	30.22%	10.82
30	30	6.8	6.7	5.7	6.40	270.11	1207	0.552	172.011	69.771	40.56%	0.637	126.40	31.28	31.931	0.058	0.695	0.205	40.56%	11.56
30	30	7	7	5.6	6.53	270.11	1064	0.652	175.594	72.647	41.37%	0.650	111.42	27.58	28.340	0.086	0.882	0.237	41.37%	13.33
30	30	6.9	7	6	6.63	270.11	1030	0.82	178.282	88.446	49.61%	0.660	107.86	26.70	27.507	0.115	0.936	0.248	49.61%	13.95

Ponto de  
comparação  
teórico-  
experimental

## 6 DISCUSSÃO DOS RESULTADOS

Os parâmetros de avaliação da turbina podem ser agrupados em coeficientes adimensionais e variáveis de saída do projeto. O parâmetro referencial para os primeiros é o coeficiente de fluxo que relaciona as velocidades axiais e tangenciais no rotor da turbina (vide equação 3.10). A este são então atribuídos ora o coeficiente axial e ou coeficiente de torque na turbina, apresentados nas equações 3.21 e 3.19 respectivamente. Já as variáveis de saída do projeto traduzem resultados usuais na avaliação de turbomáquinas e auxiliam a interpretação da ordem de grandeza em que os mesmos são extraídos. São integrantes neste grupo o torque, a frequência de rotação, o diferencial de pressão, a vazão volumétrica de ar, o ângulo de ataque e os rendimentos da turbina.

### 6.1 RESULTADOS COM CONTROLE ELÉTRICO

O controle elétrico para simulação de carga na turbina foi realizado com três potenciômetros de 500W de potência e resistência máxima de  $1k\Omega$  ligados em triângulo ao alternador.

A partida da turbina foi realizada com as resistências no final de escala e acionando ambos inversores com frequência máxima de 66Hz, o que conforme a tabela 5.1 fornece à turbina 16,4m/s de velocidade axial, após a mesma assumir a rotação máxima a carga é gradativamente adicionada ao sistema e são realizadas as leituras nos instrumentos. A frequência máxima obtida foi de 518rpm com um torque de 0,84Nm conforme apresentado na figura 6.1.

## Capítulo 6 – Discussão dos Resultados

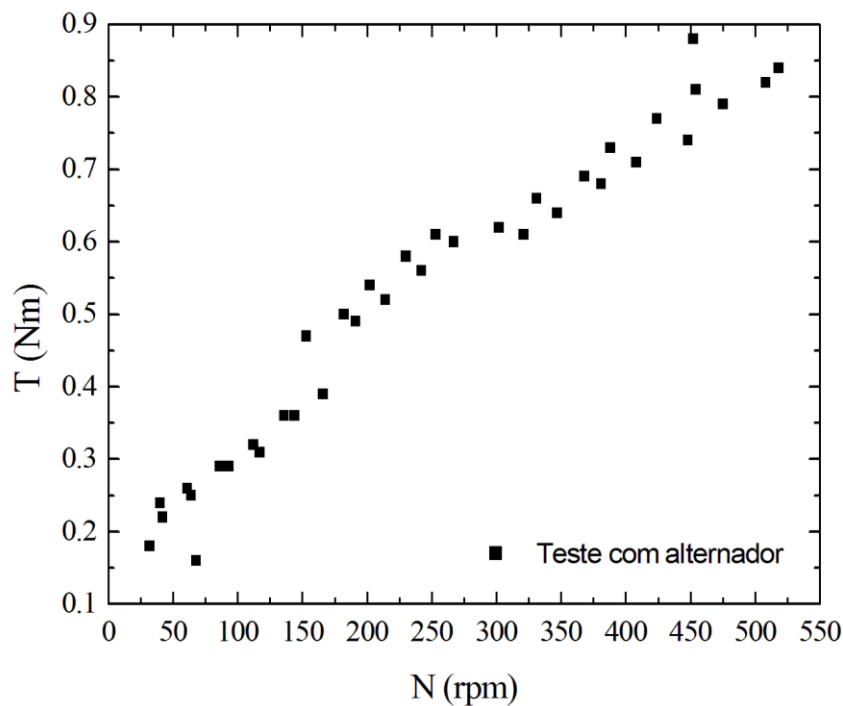


Figura 6.1 – Torque e rotação da turbina sob controle elétrico

O rendimento mecânico  $\eta_{\text{mec}}$  máximo obtido no teste foi de 3,5% como apresenta a figura 6.2, que o relaciona com o ângulo de ataque  $\alpha$  calculado a partir da velocidade axial e a frequência de rotação da turbina, conforme figura 2.1 e equações 3.10 e 3.11. Sendo assim é possível identificar que a turbina estava fora da sua condição ideal de operação, que ocorre para um ângulo de aproximadamente  $15^\circ$ . Conforme o anexo B1 não há registros de ensaios dos coeficientes de sustentação e arrasto para o perfil NACA 0021 acima de  $15^\circ$ ,consequentemente, os resultados obtidos aqui confirmam esta zona de baixos rendimentos tendo em vista que o ângulo mínimo obtido foi de  $51^\circ$ .

## Capítulo 6 – Discussão dos Resultados

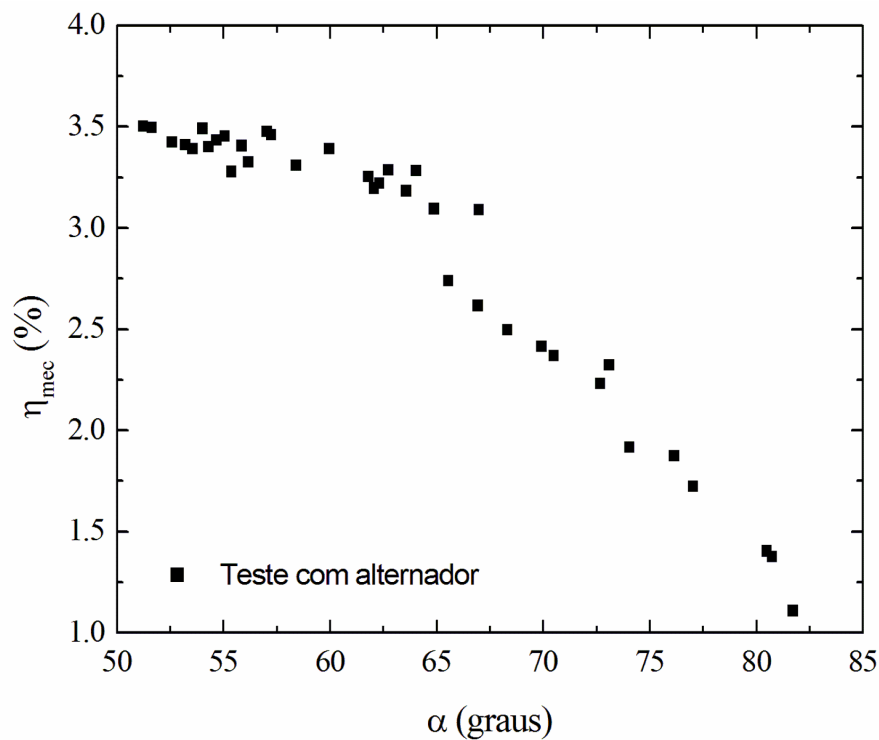


Figura 6.2 – Rendimento mecânico e ângulo de ataque sob controle elétrico

Os coeficientes de força axial  $C_a$  e de torque  $C_T$  ratificam o baixo rendimento da turbina, mostrado na figura 6.2, com relação ao coeficiente de fluxo  $\phi$  obtido com a turbina acoplada ao alternador. As figuras 6.3 e 6.4 apresentam estes coeficientes respectivamente. Coeficientes de força axial elevados demonstram que a turbina está utilizando significativa potência pneumática e fornecendo baixa frequência de rotação. Coeficientes de torque baixos demonstram que a turbina está fornecendo força tangencial reduzida ao eixo. Os resultados esperados para  $C_A$  e  $C_T$  são 1,180 e 0,224, para  $\phi$  igual a 0,27, de acordo com tabela 4.1.

## Capítulo 6 – Discussão dos Resultados

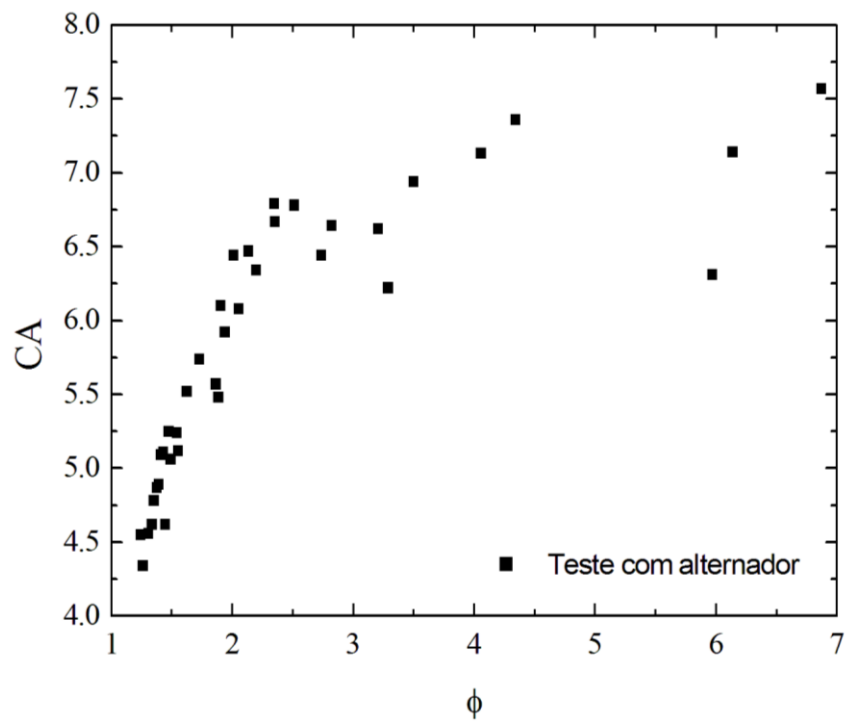


Figura 6.3 – Coeficiente de força axial sob controle elétrico

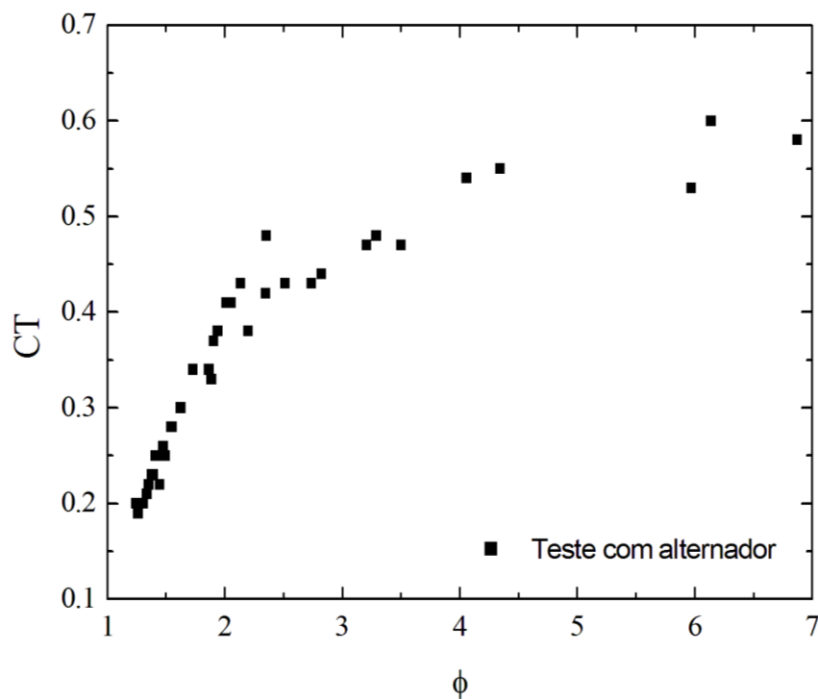


Figura 6.4 – Coeficiente de força tangencial sob controle elétrico

O rendimento elétrico do alternador mostra-se satisfatório, pois conforme tabela 5.1, para rotações a partir de 300rpmo rendimento foi acima de 70%. Para uma potência mecânica

## Capítulo 6 – Discussão dos Resultados

máxima da turbina de 45,78W a potência elétrica registrada no alternador foi de 39,80W. A figura 6.5 apresenta a relação entre o diferencial de pressão da turbina e a vazão de ar na mesma, que mostra uma relação praticamente linear e positiva com coeficiente de 0,9877 entre as duas grandezas. A constante da turbina neste teste resultou em 672,29 Pa s/m<sup>3</sup>.

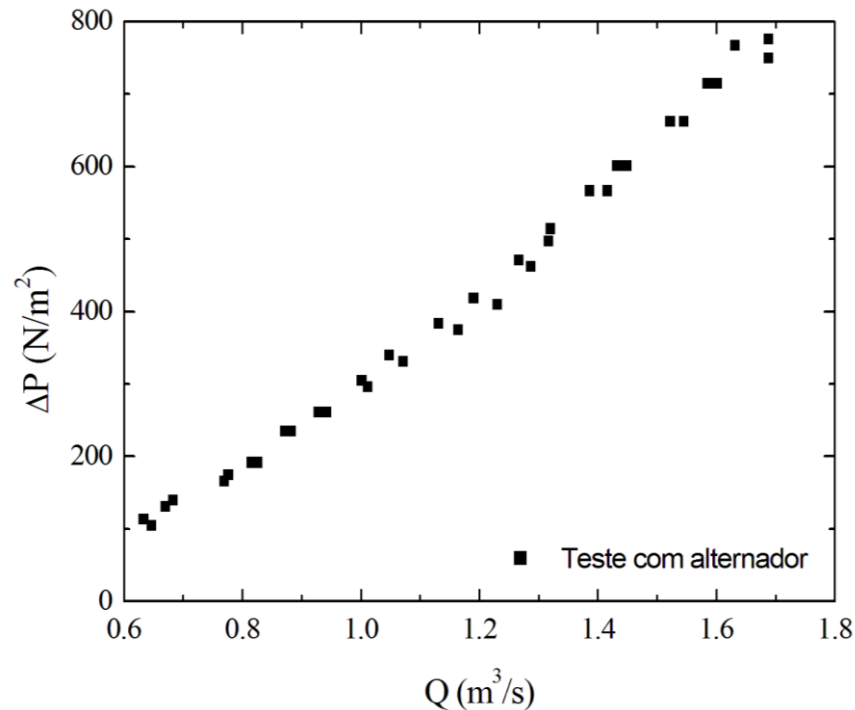


Figura 6.5 – Diferencial de pressão e vazão sob controle elétrico

Como a turbina não atingiu a faixa de operação com o alternador acoplado fez-se a análise de torque inercial para partida e batimento radial. O primeiro foi obtido junto ao catálogo da Enersud exposto no Anexo C, que apresenta a necessidade de 0,3Nm para a partida do alternador. Como não havia a possibilidade de acopla-lo após a turbina atingir a sua rotação nominal, a análise da mesma tornou-se complexa nas condições oferecidas pela bancada de teste, uma vez que o túnel de ensaio já atuava com os ventiladores em rotação máxima (10% acima da nominal) proporcionando 17m/s de velocidade axial na turbina.

Outra avaliação visível durante os ensaios era a vibração propagada no transdutor de torque. Medindo-se a frequência dos picos identificou-se que refletia a exata frequência de rotação da turbina. Fez-se então com o auxílio de um relógio comparador a medição do batimento radial externo do alternador e obteve-se um desvio máximo de 6,5mm conforme apresenta a figura 6.6.



## Capítulo 6 – Discussão dos Resultados



Figura 6.6 – Medição do batimento radial do alternador

As duas alternativas de solução para tais problemas seriam: realizar um balanceamento dinâmico no alternador, e confeccionar um acoplamento móvel para alternador e turbina (embreagem) ou a alteração do sistema de controle de torque da turbina, passando a utilizar-se um controle mecânico de freio a disco. Optou-se pela segunda opção.

## 6.2 RESULTADOS COM O CONTROLE MECÂNICO

O controle mecânico foi realizado através de freio a disco e possibilitou que a turbina alcançasse a condição de regime, devido a reduzida inércia necessária para a partida da turbina, pois a mesma começava a sua operação a vazio com uma velocidade axial mínima de 7,5m/s, aproximadamente 45% inferior à necessária para a partida com o alternador.

## Capítulo 6 – Discussão dos Resultados

As frequências dos inversores foram fixadas proporcionando uma determinada velocidade axial medida em três pontos do anelar na entrada da turbina. Após ajustou-se o controle do freio (acionado por cabo de aço) e foram realizadas as medições das demais grandezas para cada ajuste do freio. Esta operação foi repetida até que a rotação reduzisse em torno de 30% da máxima atingida para aquela velocidade axial. Este valor foi definido de forma que a turbina saísse da faixa de ângulo de ataque em que os coeficientes de arrasto e sustentação são desconhecidos. Como os ensaios foram realizados em diferentes velocidades axiais os mesmos foram estratificados em diferentes números de Reynolds. A figura 6.7 apresenta o torque em função da frequência de rotação para 4 números de Reynolds:  $1,3 \cdot 10^5$ ;  $1,7 \cdot 10^5$ ;  $1,94 \cdot 10^5$  e  $2,31 \cdot 10^5$ .

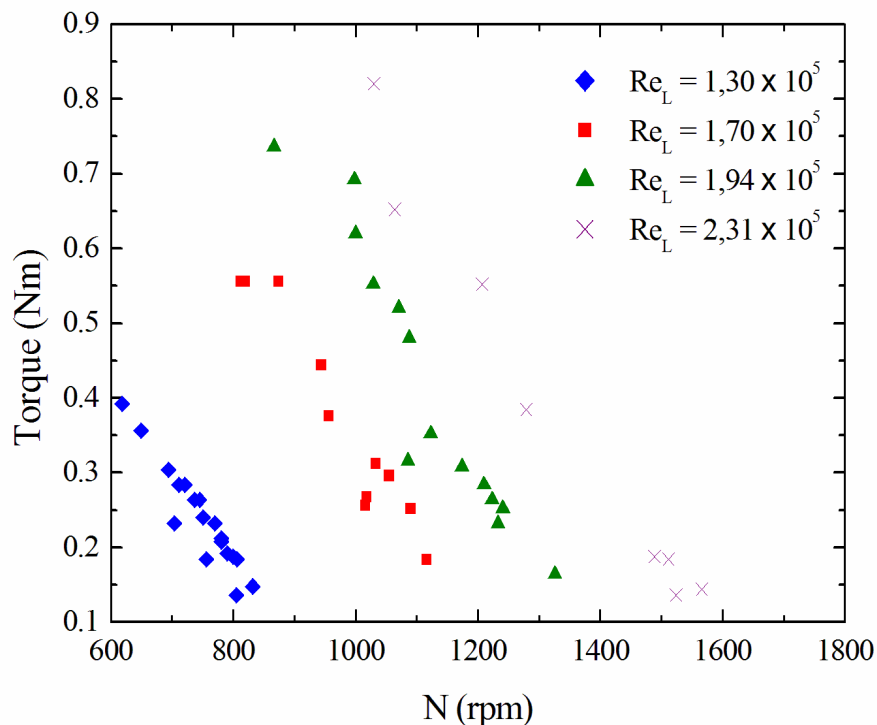


Figura 6.7 - Torque e rotação da turbina sob controle mecânico

O rendimento mecânico da turbina é apresentado na figura 6.8 onde é possível identificar uma independência do mesmo com relação ao número de Reynolds tendo em vista que os valores ficam muito próximos. Os rendimentos mecânicos máximos foram de aproximadamente 50% e ocorreram próximos ao ângulo de ataque de  $15^\circ$  onde o coeficiente de sustentação do perfil NACA 0021 é máximo conforme exposto no anexo B1. Os resultados de rendimento aproximam-se aos apresentados por Tahalet al., 2010 que compararam

## Capítulo 6 – Discussão dos Resultados

eficiências experimentais e numéricas de uma turbina Wells. Neste estudo o pico de rendimento ficou em torno de 50% e se deu com coeficientes de fluxo próximos de 0,19, o que resulta em um ângulo de ataque de aproximadamente  $11^\circ$ , ocasionado pela utilização de uma turbina com NACA 0020, no qual o coeficiente de sustentação máximo é de  $10^\circ$  conforme anexo B5.

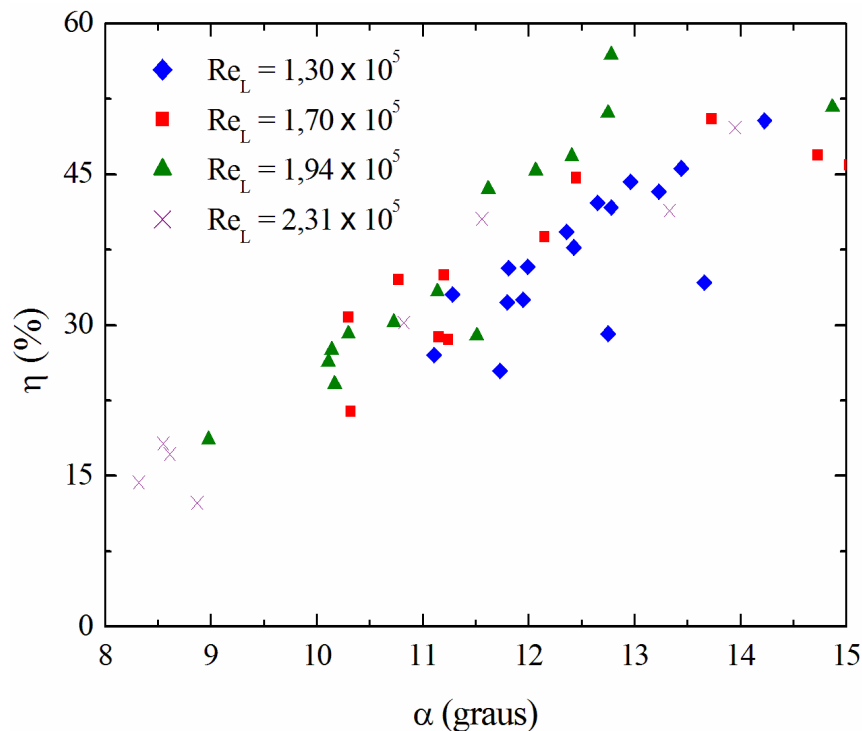


Figura 6.8 – Rendimento e ângulo de ataque sob controle mecânico

A potência mecânica máxima alcançada no teste foi de aproximadamente 88W com a frequência de rotação de 1030rpm conforme apresentado na tabela 5.2. A figura 6.9 apresenta a relação da potência com o ângulo de ataque para diferentes números de Reynolds. Nesta é possível identificar que as curvas mantêm a mesma tendência de elevação de potência até o ângulo de ataque alcançar  $15^\circ$  passando por uma estabilização neste ponto. Percebe-se o aumento da potência com o incremento do número de Reynolds. A figura 6.10 apresenta a relação entre potência mecânica e frequência de rotação da turbina, na qual é possível identificar para cada faixa de operação quais as potências fornecidas pela turbina.

# Capítulo 6 – Discussão dos Resultados

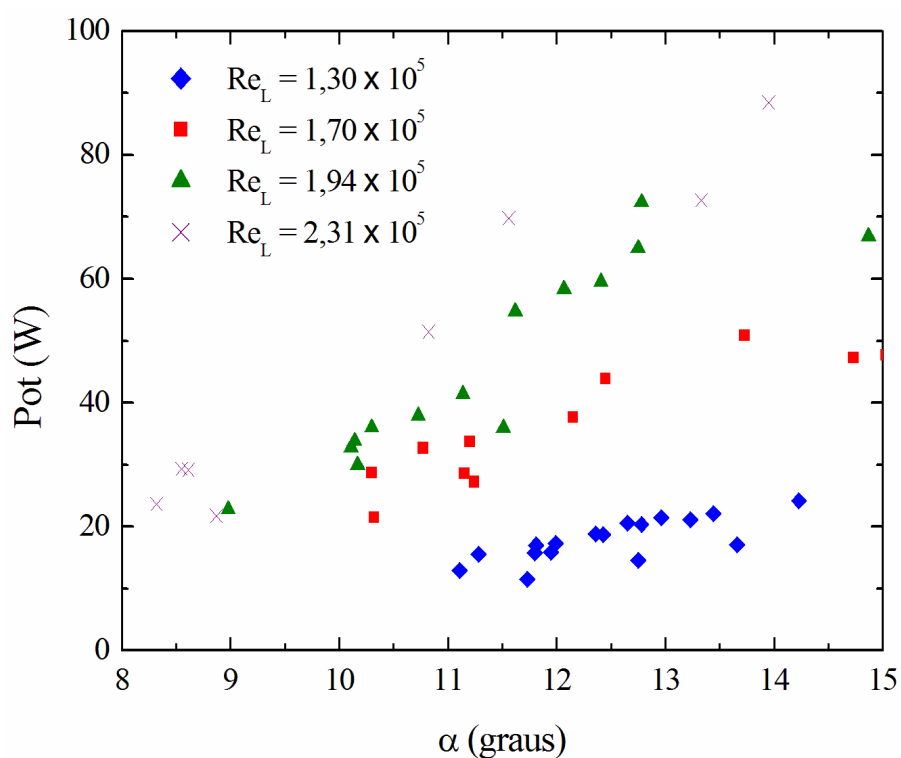


Figura 6.9 – Potência mecânica e ângulo de ataque sob controle mecânico

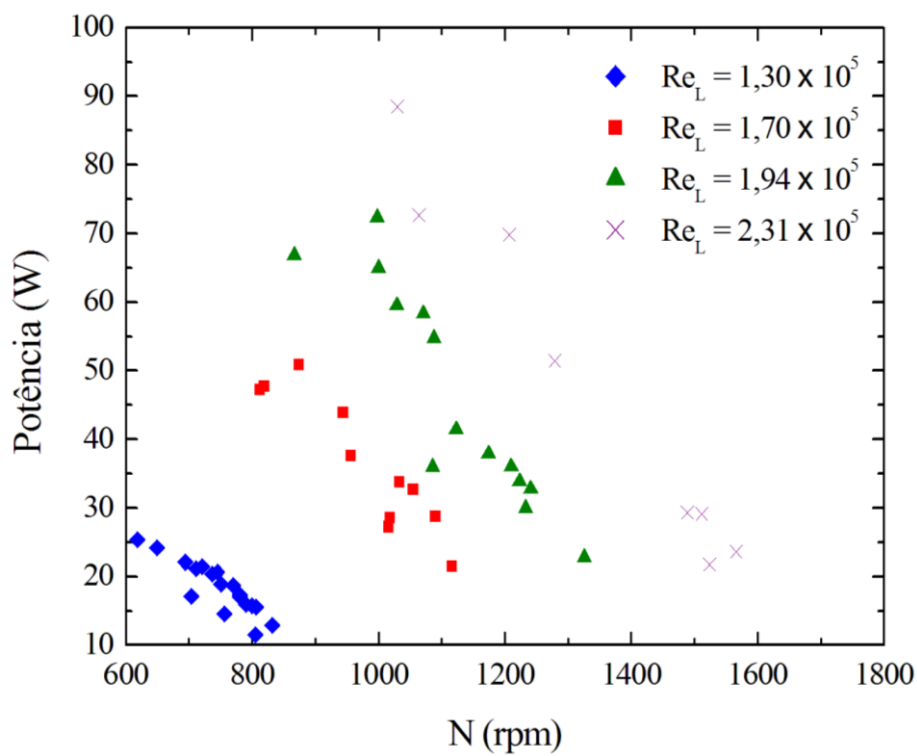


Figura 6.10 – Potência Mecânica e frequência de rotação sob controle mecânico

## Capítulo 6 – Discussão dos Resultados

Os coeficientes de força axial  $C_a$  e torque  $C_T$  são apresentados nas figuras 6.11 e 6.12 respectivamente. Apesar dos resultados obtidos aqui apresentarem uma tendência similar aos resultados obtidos na literatura, a magnitude dos coeficientes de arrasto e sustentação obtidos aqui foram inferiores. A razão para tal está na dificuldade de controlar a carga da turbina através do freio a disco. A aplicação gradativa e proporcional do torque a ser exigido à turbina tornou-se muito complexa em virtude da vibração na pinça de freio à medida que maior torque é solicitado, logo parte da potência desenvolvida pela turbina é dissipada em forma de calor no disco.

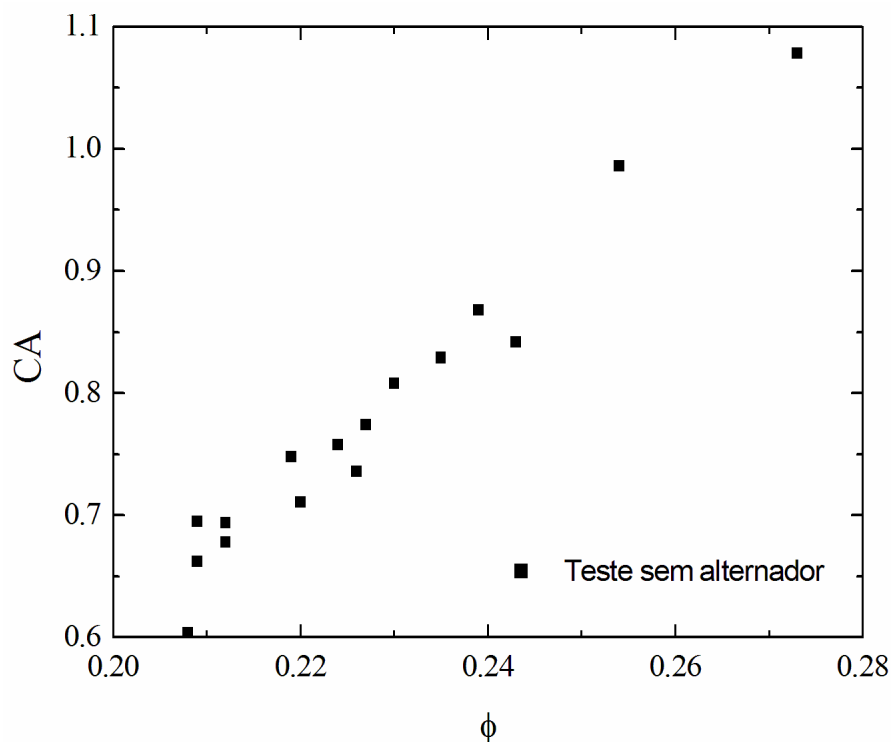


Figura 6.11 – Coeficientes de força axial e fluxo sob controle mecânico

## Capítulo 6 – Discussão dos Resultados

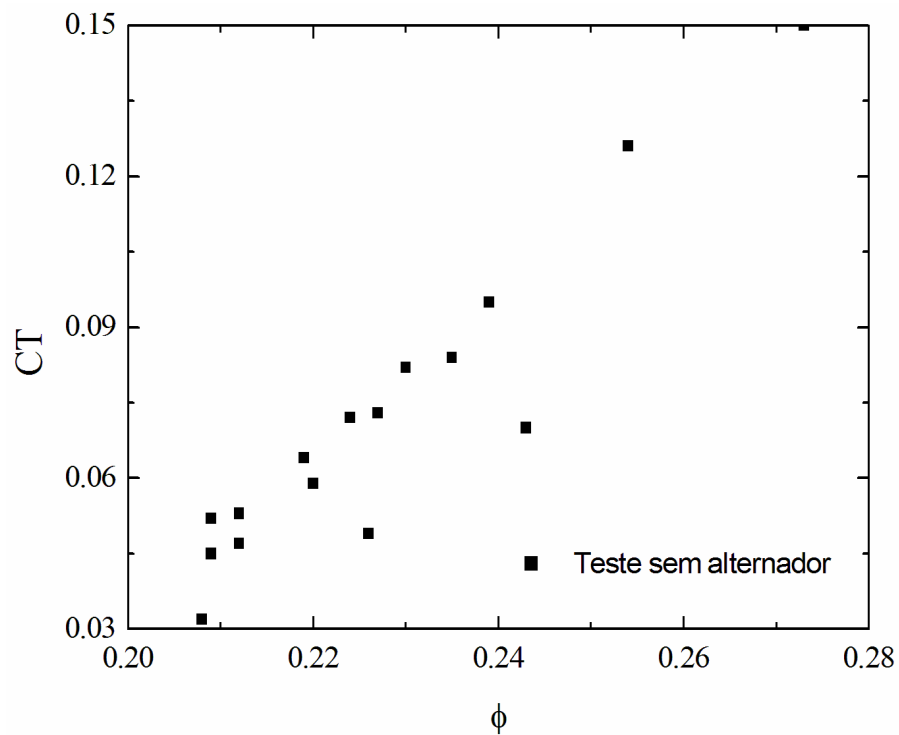


Figura 6.12 – Coeficientes de torque e fluxo sob controle mecânico

A figura 6.13 apresenta a relação entre o diferencial de pressão na turbina e para a faixa de vazão de ar estudada. É possível constatar a relação praticamente linear entre as duas grandezas com um índice de correlação de 0,99. A constante da turbina neste teste foi de 732,56 Pa s/m<sup>3</sup> aproximadamente 9% superior aos testes com controle elétrico.

## Capítulo 6 – Discussão dos Resultados

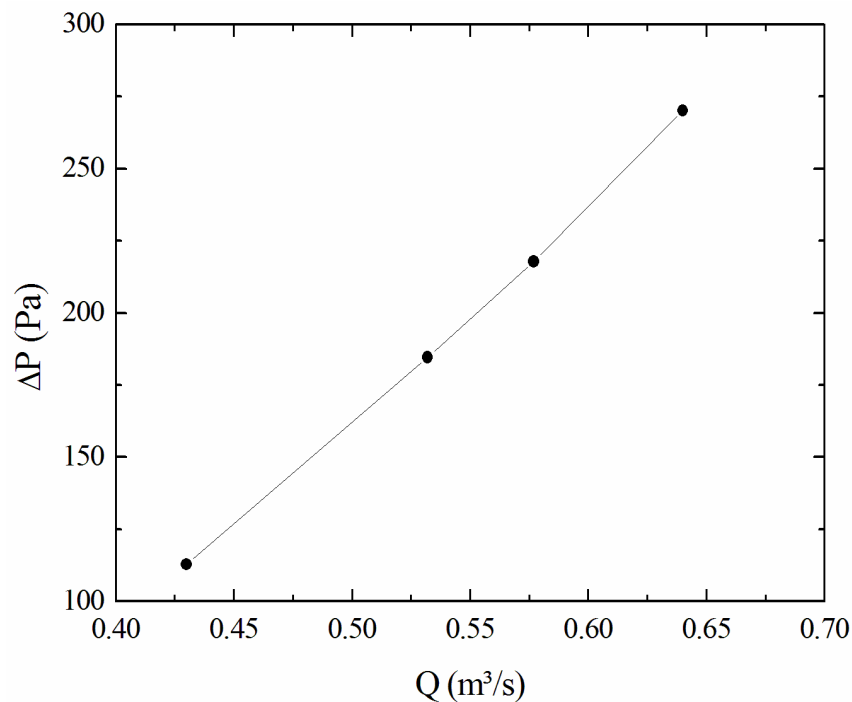


Figura 6.13 – Relação pressão e vazão sob controle mecânico

Como consequência da dificuldade de controle do torque através da frenagem mecânica da turbina não foi possível levar os testes experimentais até a velocidade axial de 7m/s e obter um número significativo de pontos. Então como forma de avaliar a metodologia de projeto teórico da turbina, desenvolvida neste trabalho ao longo do capítulo 3, retornou-se a planilha de projeto e alterou-se a velocidade axial na turbina para 4,3m/s, tendo em vista que foi a velocidade axial com maior número de pontos obtidos nos testes experimentais. A tabela 6.1 apresenta os novos resultados:

## Capítulo 6 – Discussão dos Resultados

Tabela 6.1 – Resultados teóricos com velocidade axial de 4.3m/s

PERFIL	NACA0021	
$s \text{ (solidez)} = zc/\pi R_t(1+h)$	0.64	
$z \text{ (n}^\circ\text{pas)} =$	8	
$\nu \text{ (viscosidade cinemática)} =$	1.60E-05	m <sup>2</sup> /s
$\omega \text{ (velocidade angular)} = UR/R_t$	625.49	RPM
$F_t \text{ (força tangencial)} =$	2.23	N
$T \text{ (torque)} =$	0.546	N.m
$Q \text{ (vazão em volume)} = \pi I/4 D_t^2 (1-h^2) V_a$	0.414	m <sup>3</sup> /s
$\eta \text{ (rendimento)} = CT/(CA.\phi)$	0.71	
$\Delta p \text{ (variação de pressão)} =$	121.81	Pa
$Re \text{ (número de Reynolds)} = Wc/\nu$	1.09E+05	
$c \text{ (corda)} = s\pi R_t(1+h)/z$	105	mm
$AR \text{ (razão aspecto da pá)} = b/c$	0.700	
$CT \text{ (coeficiente força tangencial)} = CL\text{sen}(\alpha) - CD\text{scos}(\alpha)$	0.224	
$CA \text{ (coeficiente força axial)} = CL\text{cos}(\alpha) + CD\text{sen}(\alpha)$	1.180	
$CL \text{ (coeficiente de sustentação)}$	1.198	
$CD \text{ (coeficiente de arraste)}$	0.08859	
$P^* \text{ (Coeficiente de pressão)} = \Delta p/(\rho\omega^2 R_t^2) \text{ ou } \Delta p/(\rho\omega^2 D_t^2)$	0.41	
$V_a \text{ (velocidade axial) na turbina}$	4.30	m/s
$UR \text{ (velocidade tangencial ponta pá)} = V_a/\phi$	16.05	m/s
$W \text{ (velocidade relativa)} = \text{raiz}(V_a^2 + UR^2)$	16.61	m/s
$\alpha \text{ (ângulo ataque)}$	15	°
$\Phi \text{ (coeficiente de fluxo)} = (V_a/UR) = \tan(\alpha)$	0.26795	
$P \text{ (Potência)} = 1/2 * Z * C_t * \rho * W^2 * b * c * Ur$	35.76	W
$A \text{ (Area varrida)} = b * c * z$	0.06174	m <sup>2</sup>
$\rho \text{ (massa especifica do ar)} =$	1.1650	Kg/m <sup>3</sup>
$h = r_h/R_t$	0.7	
$R_t \text{ (raio pa)} =$	245	mm
$r_h \text{ (raio raiz)} = h.R_t$	171.50	mm
$b \text{ (comprimento pa)} = R_t - r_h$	73.50	mm
$TC^* \text{ (razao tip clearance/corda)} = (TC/c)$	0.010	
$TC \text{ (tip clearance=folga entre disco externo e rotor)}$	1.050	mm



## Capítulo 6 – Discussão dos Resultados

Coma tabela 6.1 permite-se realizar um comparativo entre os resultados teóricos e os experimentais obtidos para a velocidade axial de 4,3m/s (vide tabela 5.2). As maiores diferenças estão no torque, coeficiente de torque (força tangencial), potência e rendimento. A razão destas diferenças esta na dependência destas variáveis a um ajuste proporcional e preciso da carga solicitada à turbina, características não conseguidas com o sistema de freio a disco instalado. A tabela 6.2 apresenta um comparativo entre projeto teórico e os dados experimentais na faixa onde o ângulo de ataque é  $15^\circ$ .

Tabela 6.2 – Comparativo teórico-experimental

<b>Comparação Teórico-Experimental</b>				
<b>Grandeza</b>	<b>Teórico</b>	<b>Experimental</b>	<b>Diferença [%]</b>	<b>Incerteza</b>
Re	1.09E+05	1.30E+05	19%	
P[W]	35.76	25.37	-29%	$\pm 12,76$
Q[m <sup>3</sup> /s]	0.414	0.4295	4%	$\pm 2,23$
$\Delta p$ [Pa]	121.82	113	-7%	
Ct	0.224	0.151	-33%	
Ca	1.18	1.078	-9%	
T[Nm]	0.546	0.392	-28%	
$\eta$	0.71	0.52	-27%	$\pm 15,93$

Para uma melhor compreensão do campo de aplicação da turbina as variáveis foram agrupadas em um único gráfico e relacionadas entre si diante de diferenciais de pressão e vazão volumétrica que escoam pelo anelar da turbina. A figura 6.14 apresenta os valores médios encontrados experimentalmente.

## Capítulo 6 – Discussão dos Resultados

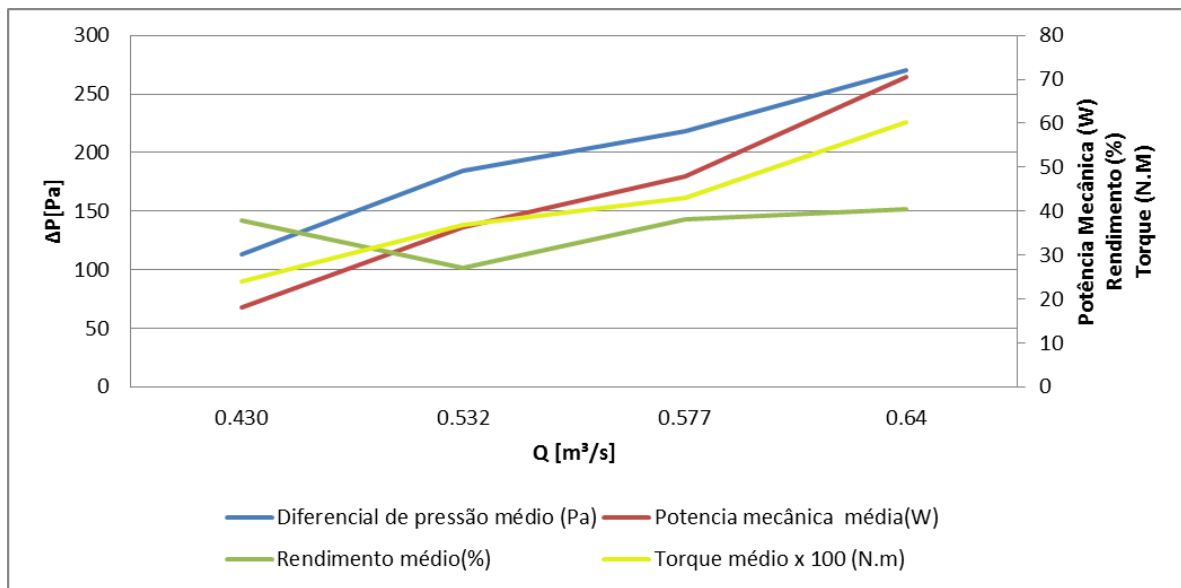


Figura 6.14 – Valores médios do campo de aplicação da turbina

A faixa de valores compreendida entre os mínimos e máximos das grandezas medidas para cada vazão na turbina auxilia a compreensão das condições de regime da turbina e são apresentadas na figura 6.15.

## Capítulo 6 – Discussão dos Resultados

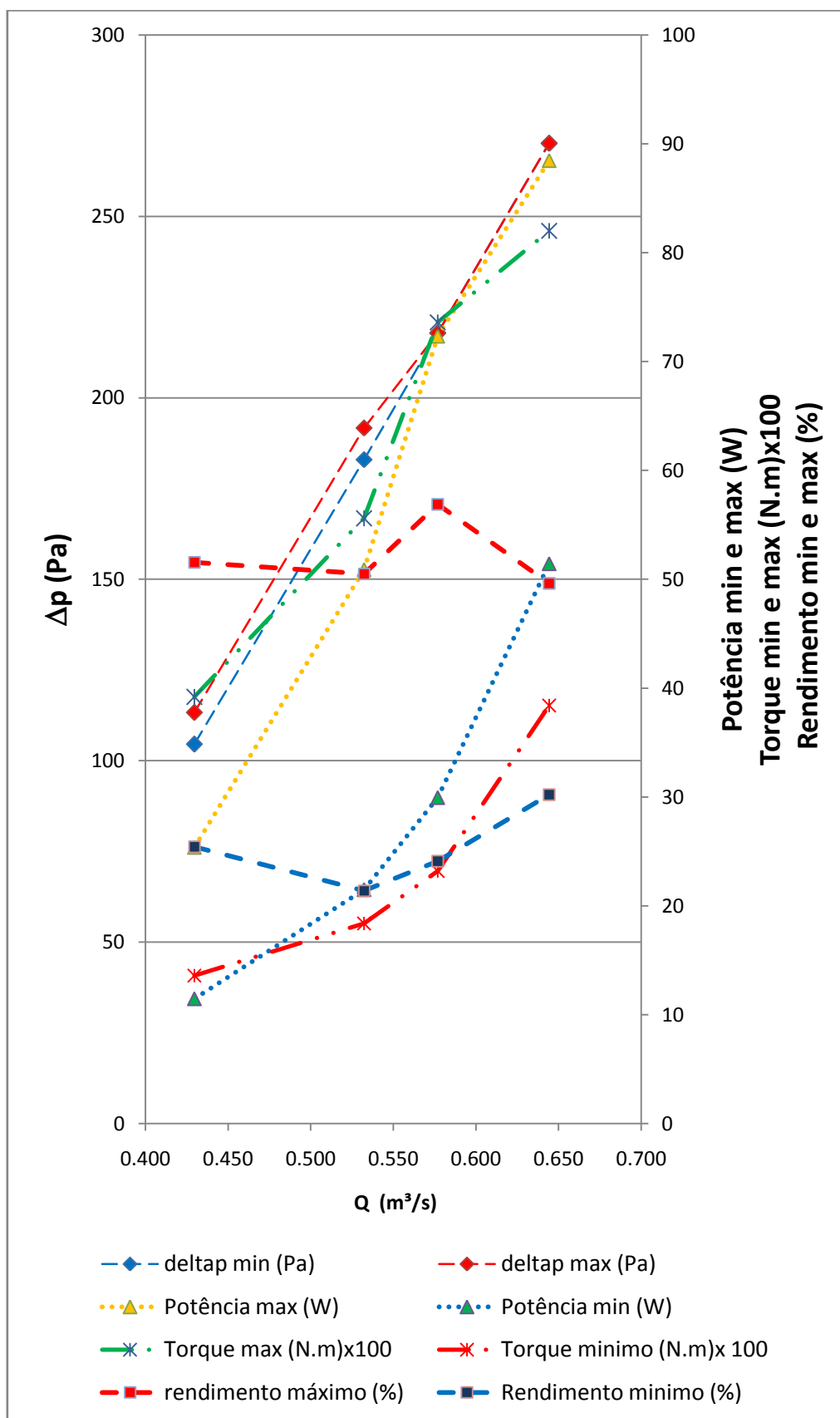


Figura 6.15 – Efeito das vazões volumétricas sobre os parâmetros de saída

## 7 CONCLUSÃO

O presente trabalho objetivou o projeto, a construção e os testes experimentais de uma turbina Wells, a qual tem recebido a atenção de diversos pesquisadores devido a sua simplicidade de instalação em dispositivos de colunas d'água oscilantes para aproveitamento da energia das ondas.

A metodologia de projeto teórico foi adaptada da revisão de literatura que trouxe consigo parâmetros recomendados por diversos autores buscando uma maior eficácia da turbina. Tanto o detalhamento construtivo como a metodologia de testes são tópicos pouco abordados ao longo dos trabalhos apresentados e vislumbrou-se uma oportunidade de agregar conhecimento ao estado da arte ora apresentado.

Atendendo-se a esta demanda buscou-se realizar um trabalho com descrições detalhadas de construção e montagem divulgando pormenores e facilitando o desenvolvimento de trabalhos correlatos.

Além destes intuitos havia a necessidade de que a produção científica apresentada nos últimos anos pelo curso de Engenharia Oceânica da FURG, com significativos estudos numéricos em otimização das câmaras dos OWC's, receba-se a complementariedade de um estudo experimental da turbina a ser instalada nestes dispositivos.

Embora o escopo do projeto fosse extenso, pois inclui a preparação para a bancada de testes (túnel de ensaio) os resultados apresentados mostraram-se compatíveis em ordem de grandeza aos referenciados na bibliografia.

Há convergência teórica e experimental, pois se comparando a potência projetada com a medida pela turbina e acrescentando-se as incertezas de medição a diferença fica em torno de -20%. Analogamente os rendimentos teórico e experimental possuem diferença negativa de 16%. Já os resultados de coeficiente de força axial, diferencial de pressão e vazão volumétrica tiveram desvios relativos inferiores a 9%. As maiores diferenças foram no torque e seu respectivo adimensional coeficiente de torque, que atingiram aproximadamente -19% e -33%.

## Capítulo 7 – Conclusão

As razões destas diferenças estão na forma de controle de carga sobre a turbina. Este trabalho começou com a proposta de um alternador acoplado a turbina o qual recebeu a alteração de resistência elétrica nele conectado solicitando assim uma variação da força tangencial solicitada a turbina. No entanto este tipo de controle ficou comprometido pela inércia de partida solicitada pelo alternador, a qual ocorre no momento em que o ângulo de ataque da turbina é elevado e sua força tangencial é baixa logo a partida da turbina só ocorria quando a velocidade axial no anelar da turbina era de 16m/s e a mesma não atingiu a sua região de operação tendo em vista que o menor ângulo de ataque obtido foi de aproximadamente 50°.

O segundo controle desenvolvido, dado as restrições de tempo para a conclusão do trabalho, foi um freio mecânico a disco. A partida da turbina ocorria por volta dos 6m/s e a mesma atingiu a condição de operação que se dá em ângulos inferiores a 15°. Porém este tipo de frenagem é aplicado em controles discretos comprometendo a carga proporcional que é necessária no ensaio da turbina, logo quando a turbina aproximava-se da faixa em que o torque maior seria solicitado a frenagem ocorria por completo e os dados de torque ficaram mitigados.

Com isso surgem oportunidades de trabalhos futuros, como o desenvolvimento de um sistema de controle hidráulico para a turbina com a conexão de uma bomba hidráulica a mesma e uma válvula reguladora de pressão para controlar a potência solicitada à bomba e conseguinte turbina. Pode-se voltar-se a utilização de um controle elétrico desenvolvendo um sistema para que o alternador opere como motor na partida e após atingir a rotação nominal da turbina (sob uma determinada velocidade axial no túnel) o motor volte a operar como alternador iniciando-se o ciclo de testes.

Outra proposta de trabalho posterior seria a especificação e instrumentação dos testes para utilização em placa única de aquisição de dados. Assim os ensaios poderiam ocorrer em escoamento bidimensional. Complementando ainda instalar-se-ia o controle centralizado dos inversores de frequência simulando comportamentos de escoamentos próximos aos que ocorrem em climas de onda do litoral sul do Brasil.

Capítulo 8 – Referências Bibliográficas

## 8 REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

ANDERSSON, Volnei. Conhecimentos básicos para a metrologia mecânica. 1ª edição. 2012.

BRASIL. Ministério de Minas e Energia. Empresa de Pesquisa Energética. Disponível em: <<http://www.epe.gov.br/Paginas/default.aspx>> Acesso em: setembro. 2013.

BRASIL. Ministério do Planejamento, Orçamento e Gestão. Instituto Brasileiro de Geografia e Estatística. Disponível em: <<http://censo2010.ibge.gov.br>> Acesso em: outubro. 2013.

CLÉMENT, A. Et al. Wave energy in Europe: current status and perspectives. Renewable and Sustainable Energy Reviews, V. 6, p. 405 – 431, 2002.

CRUZ, J. Et al. Green Energy and Technology, Ocean Wave Energy, Editor: Joao Cruz, Springer. 2008.

DHANASEKARANA, T. GOVARDHAN, M. Computational analysis of performance and flow investigation on wells turbine for wave energy conversion. Renewable Energy, V. 30, p. 2129 a 2147, 2005.

DIAS, G. Et al. Análise teórica da influência de perfis sobre a potência de uma turbina Wells empregada em dispositivos de conversão de energia das ondas. Revista Vetor, V. 23, p. 44 a 56, 2013.

## Capítulo 8 – Referências Bibliográficas

FALCÃO, A. Wave energy utilization: A review of the technologies, Renewable and Sustainable Energy Reviews, V.14, pp. 899-918, 2010.

FALCÃO, A. GATO, L. Multi-point aerodynamic optimization of the rotor blade sections of an axial-flow impulse air turbine for wave energy conversion. Energy, V. 45, p. 570 a 580. 2012.

FERREIRA, Aurélio Buarque de Holanda. Novo Dicionário Brasileiro da Língua Portuguesa. São Paulo: Melhoramentos, 2013.

GOMES, Rui Pedro Figueredo. Análise Numérica e Experimental do Escoamento numa Turbina Auto-retificadora de Ação para Dispositivos de CAO para Aproveitamento de Energia das Ondas. Lisboa: IST, 2007. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica), Instituto Superior de Lisboa, 2007.

GOVARDHAN, M.DHANASEKARAN, T. Effect of Guide Vanes on the Performance of a Variable Chord Self-Rectifying Air Turbine. Journal of Thermal Science V.7, N.4. 1998.

HOLMAN, Jack Philip. Experimental Methods for Engineers. 6ª Edição. 1994.

INMETRO. Associação Brasileira de Normas Técnicas. Guia para Expressão da Incerteza da Medição. Rio de Janeiro. 1997.

INMETRO. Vocabulário Internacional de Metrologia: conceitos fundamentais e gerais e termos associados. 1ª Edição. 2008.

Capítulo 8 – Referências Bibliográficas

KOFOED, J. Et al. Prototype testing of the wave energy converter wave dragon. RenewableEnergy, V. 31, p. 181 a 189. 2006.

LIPIARSKI, J. FIGUEIREDO, L. Projeto Construção e Instalação de uma Turbina Tipo Hélice. 1995. Universidade Federal do Rio Grande. Brasil

MANUN, Mohammad. The Study on the Hysteretic Characteristics of the Wells Turbine in a Deep Stall Condition.Saga. 2006. PhD Thesis. Saga University. Japan.

MOHAMED, Hassan Ahmed Mohamed. Design Optimization of Savoniusand WellsTurbines. Magdeburg. 2011. PhD Thesis. Otto-von-Guericke-UniversitÄat Magdeburg. Germany.

NIELSEN,F. Et al. Ocean wind and wave energy utilization, ISSC, Southampton. 2006.

RAGHUNATHAN, S. The wells air turbine for wave energy conversion. Prog.Aerospace Sci, V. 31, p. 335-386, 1995.

SETOGUCHI, T.Et al.A modified Wells turbine for wave energy.Renewable Energy,V.28,p. 79–91, 2003.

SETOGUCHI, T. et al. Effect of guide vane shape on the performance of a Wells turbine. Renewable Energy,V.23,pag. 1–15,2001.



## Capítulo 8 – Referências Bibliográficas

STARZMANN, Ralf. Aero-Acoustic Analysis of Wells Turbines for Ocean Wave Energy Conversion. Naturwissenschaftlich-Technische Fakultät der Universität Siegen. 2012. 144p. PhD Thesis. 2012.

SUZUKI, M. Design Method of Guide Vane for Wells Turbine. Journal of Thermal Science, V.15, N.2, 2005

TAHAA, Z. Et al. A comparison of computational and experimental results of Wells turbine performance for wave energy conversion. Applied Ocean Research, V.32, p. 83 a 90, 2010.

TAKAO, M. Performance of Wells Turbine with Guide Vanes for Wave Energy Conversion. Journal of Thermal Science, V. 5, N. 2, 1996.

THAKKER, A. ABDULHADI, R. Effect of Blade Profile on the Performance of Wells Turbine under Unidirectional Sinusoidal and Real Sea Flow Conditions. International Journal of Rotating Machinery, 2007.

THAKKER, Ajit. Et al. Comparison of 0.6m Impulse and Wells Turbines for Wave Energy Conversion Under Similar Conditions. In: Proceedings International Offshore and Polar Engineering Conference. 11. 2001. Stavanger. Norway. Copyright by The International Society of Offshore and Polar Engineers ISBN 1-880653-51-6 (Set.2001); ISBN 1-880653-52-4 (Vol I); ISSN 1098-6189 (Set.2001). p.630-633.

TOLMASQUIM, Mauricio Tiomno (org). Fontes Renováveis de Energia no Brasil. Rio de Janeiro. 2003.

TUBELIS, Antonio. Meteorologia Descritiva. 1ª edição. São Paulo. 1983

## Capítulo 8 – Referências Bibliográficas

TWIDELL, J. WEIR, T. Renewable Energy Resources, Taylor & Francis, London, 2006.

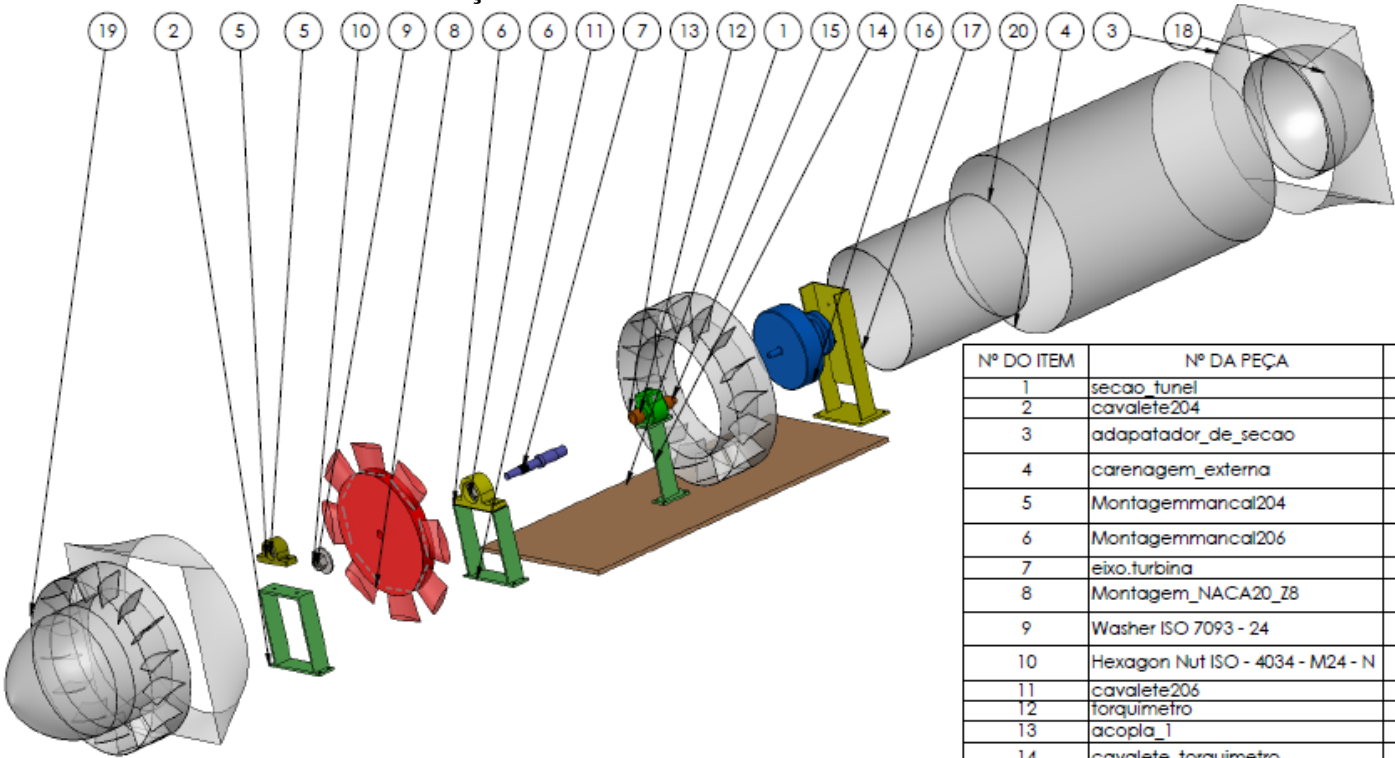
ZABIHIAN, F. FUNG, A. Review of marine renewable energies: Case study of Iran. Renewable and Sustainable Energy Reviews, V. 15, pp. 2461 – 2474, 2011.

## **LISTA DE APÊNDICES**

APÊNDICE A – DESENHOS TÉCNICOS DOS COMPONENTES DA TURBINA

APÊNDICE B – CÁLCULO DAS INCERTEZAS DE MEDIÇÃO

APÊNDICE A – DESENHO TÉCNICO DAS PEÇAS CONSTRUÍDAS



Nº DO ITEM	Nº DA PEÇA	QDT.
1	secao_tunel	1
2	cavalete204	1
3	adapatador_de_secao	2
4	carenagem_externa	1
5	Montagemmancal204	1
6	Montagemmancal206	1
7	eixo.turbina	1
8	Montagem_NACA20_Z8	1
9	Washer ISO 7093 - 24	1
10	Hexagon Nut ISO - 4034 - M24 - N	1
11	cavalete206	1
12	torquimetro	1
13	acopla_1	1
14	cavalete_torquimetro	1
15	acopla_2	1
16	alternador	1
17	cavalete_alternador1	1
18	extremidade	2
19	Pa_guia_montada	2
20	carenagem_interna	1

	NOME	SIGNATURA	DATA	FEITO:
DESIGN				
VERIF				
APROV				
MANEJ				
QUALQ				

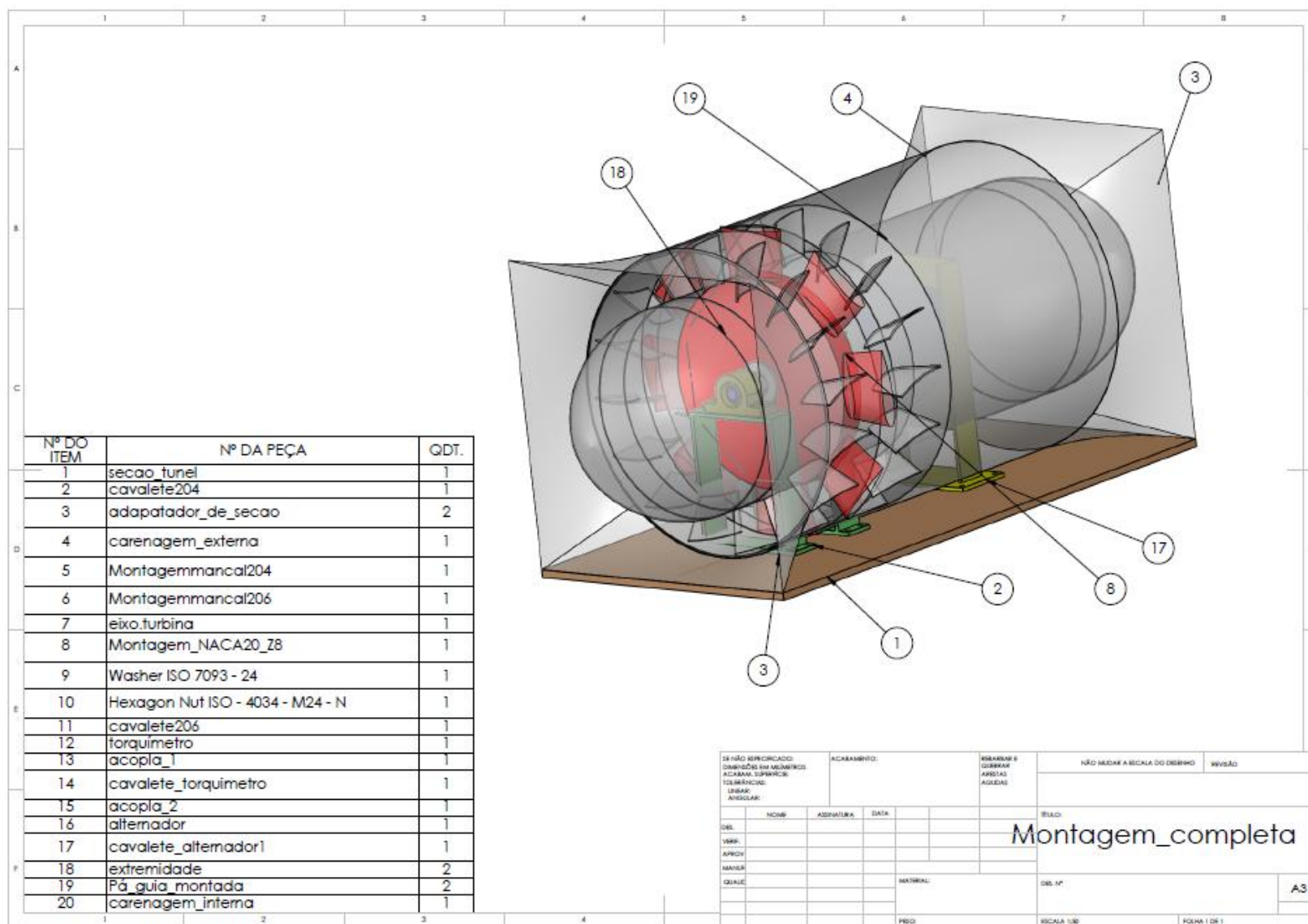
Montagem\_completa\_explodida

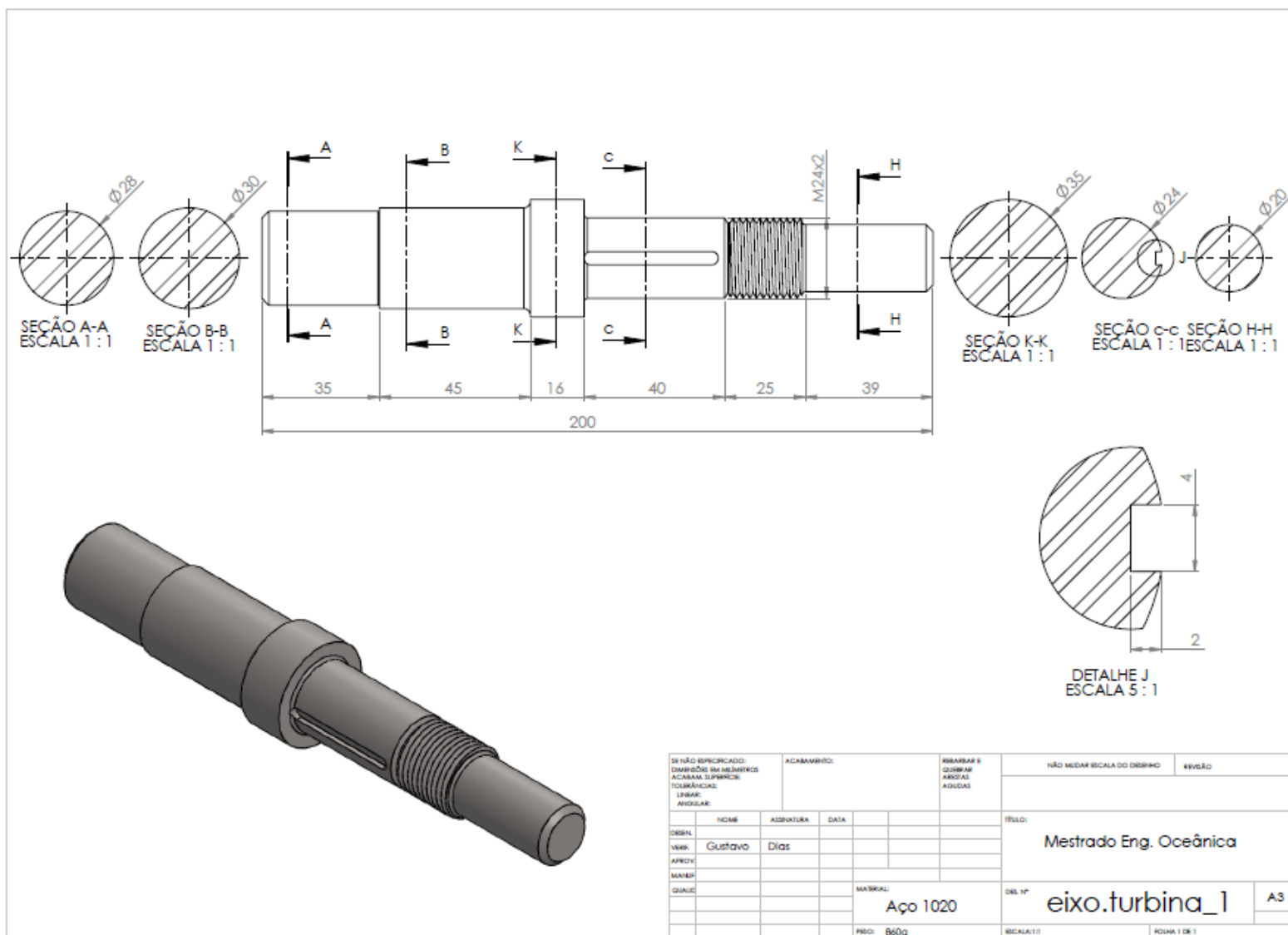
A3

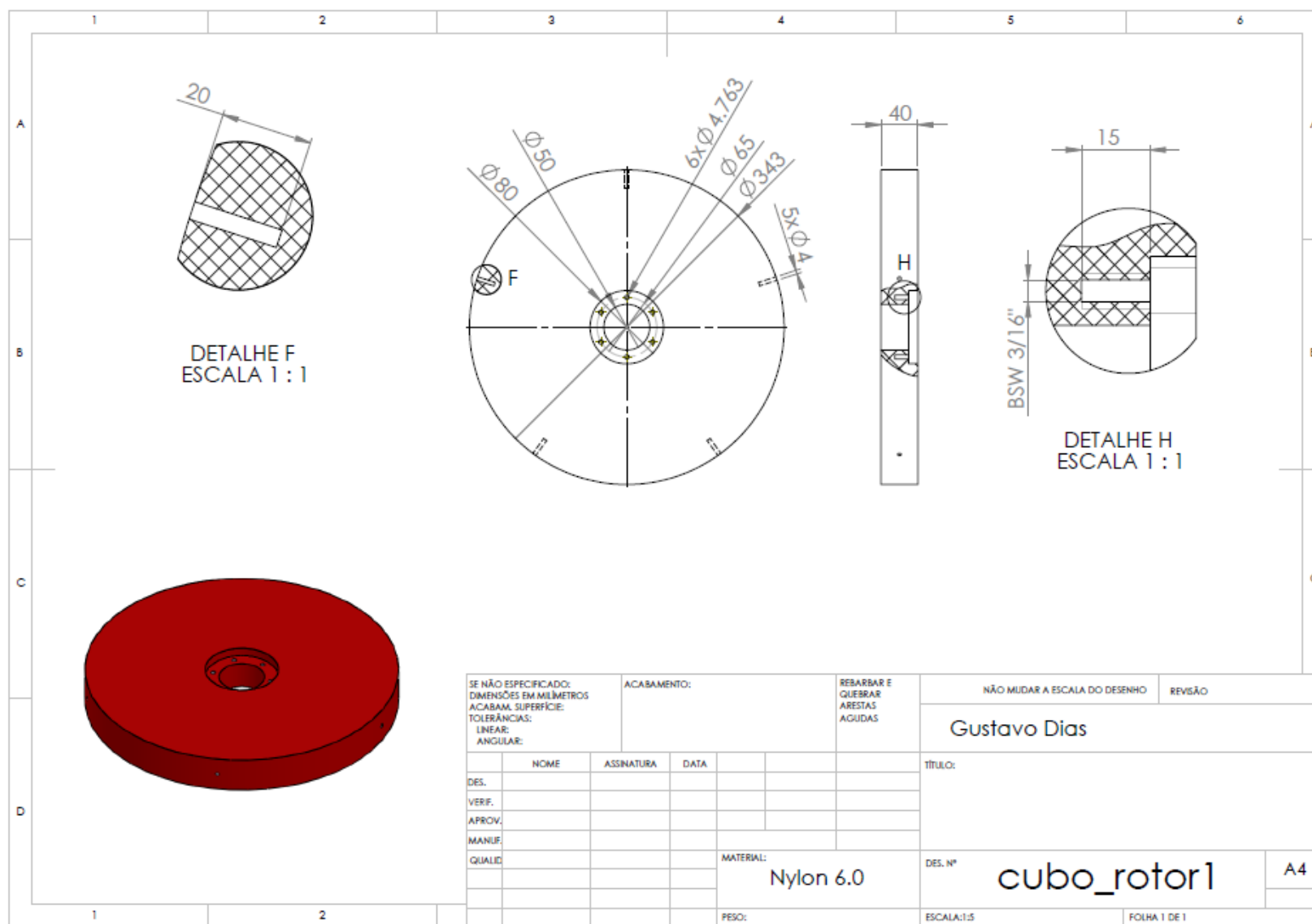
DEL 1º

RECALCULADO

FOUN 1 DE 1





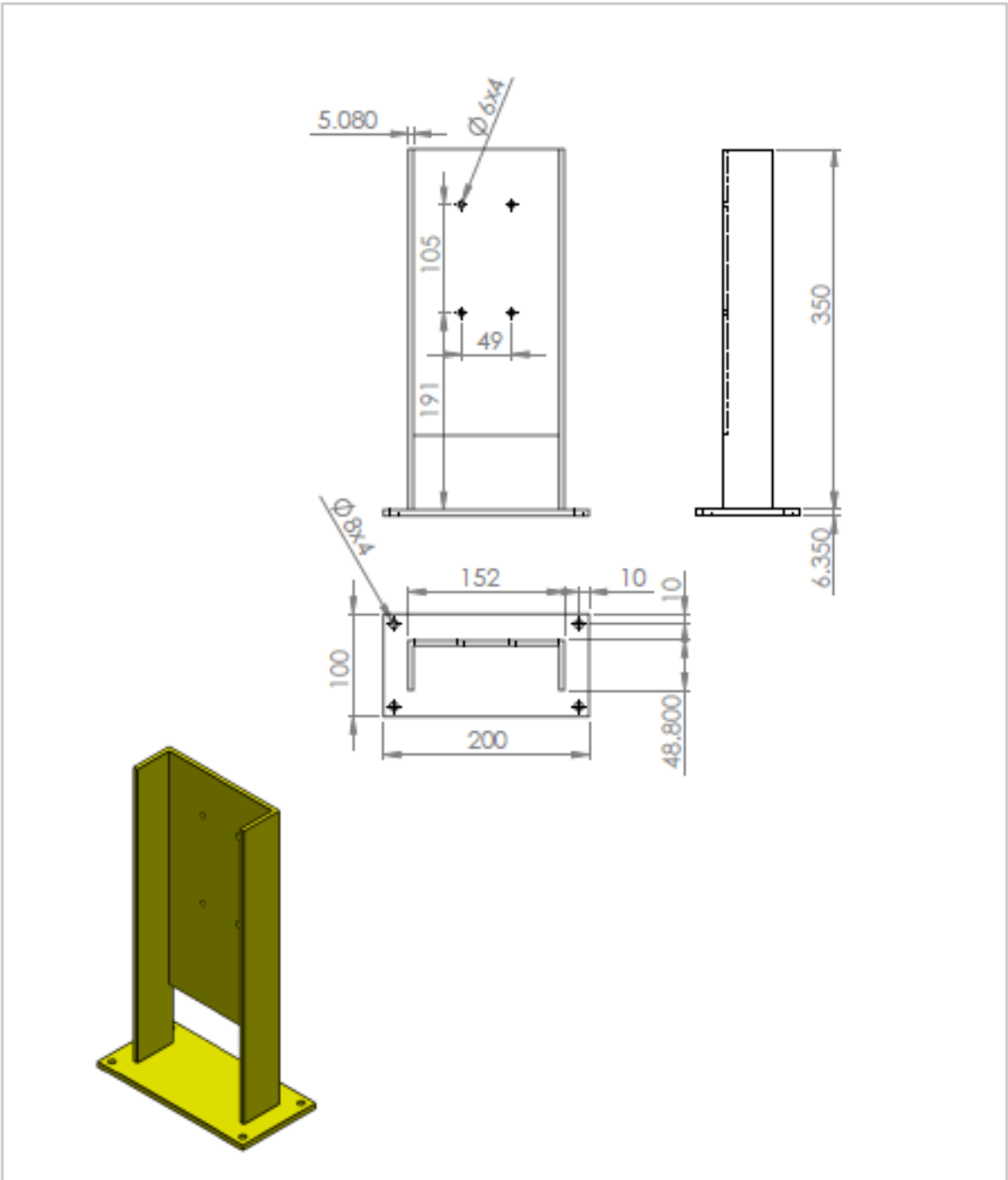




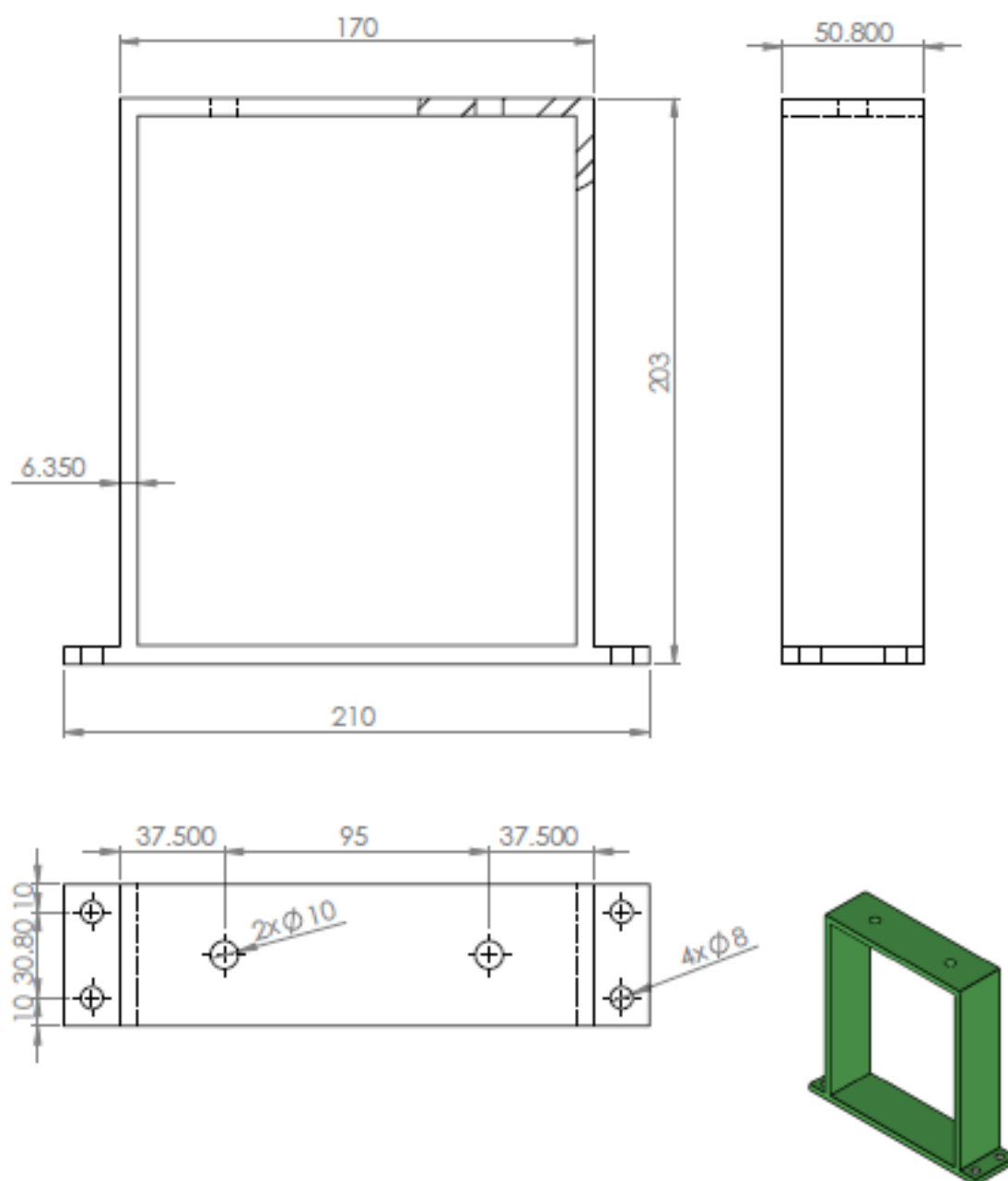






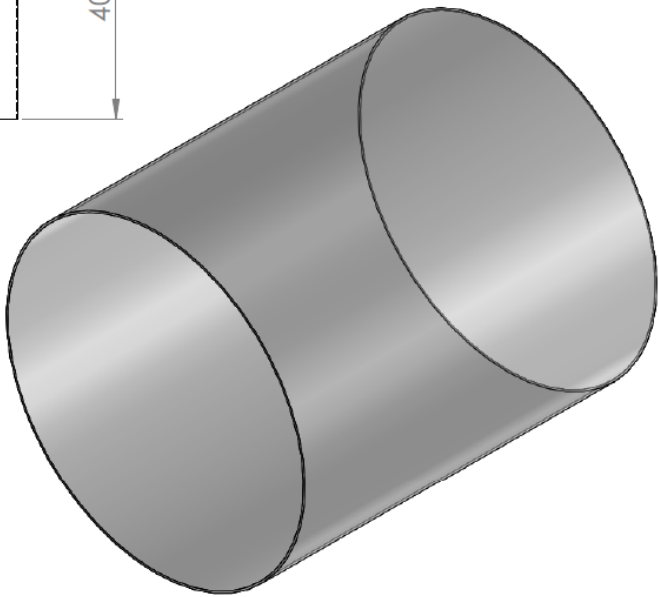
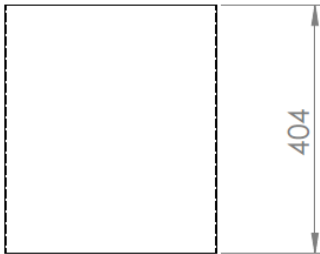
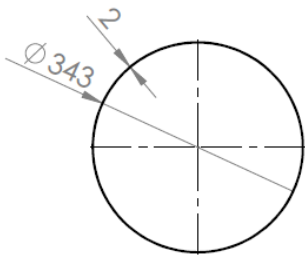


SE NÃO ESPECIFICADO: DIMENSÕES EM MILÍMETROS ACABAMENTO SUPERFÍCIE: TOLERÂNCIAS LINEAR: ANGULAR:		ACABAMENTO:		DRAW AND BREAK SHARP EDGES		NÃO MUDAR A ESCALA DO DESENHO		REVISÃO	
	NOME	ASSINATURA	DATA				TÍTULO:		
DEL									
VRK									
APROV									
REVIS									
QUALC				MATERIAL:			DEL Nº cavalete_alternador		
				PISO:			ESCALA: 1:1		
				PISO:			FOLHA 1 DE 1		

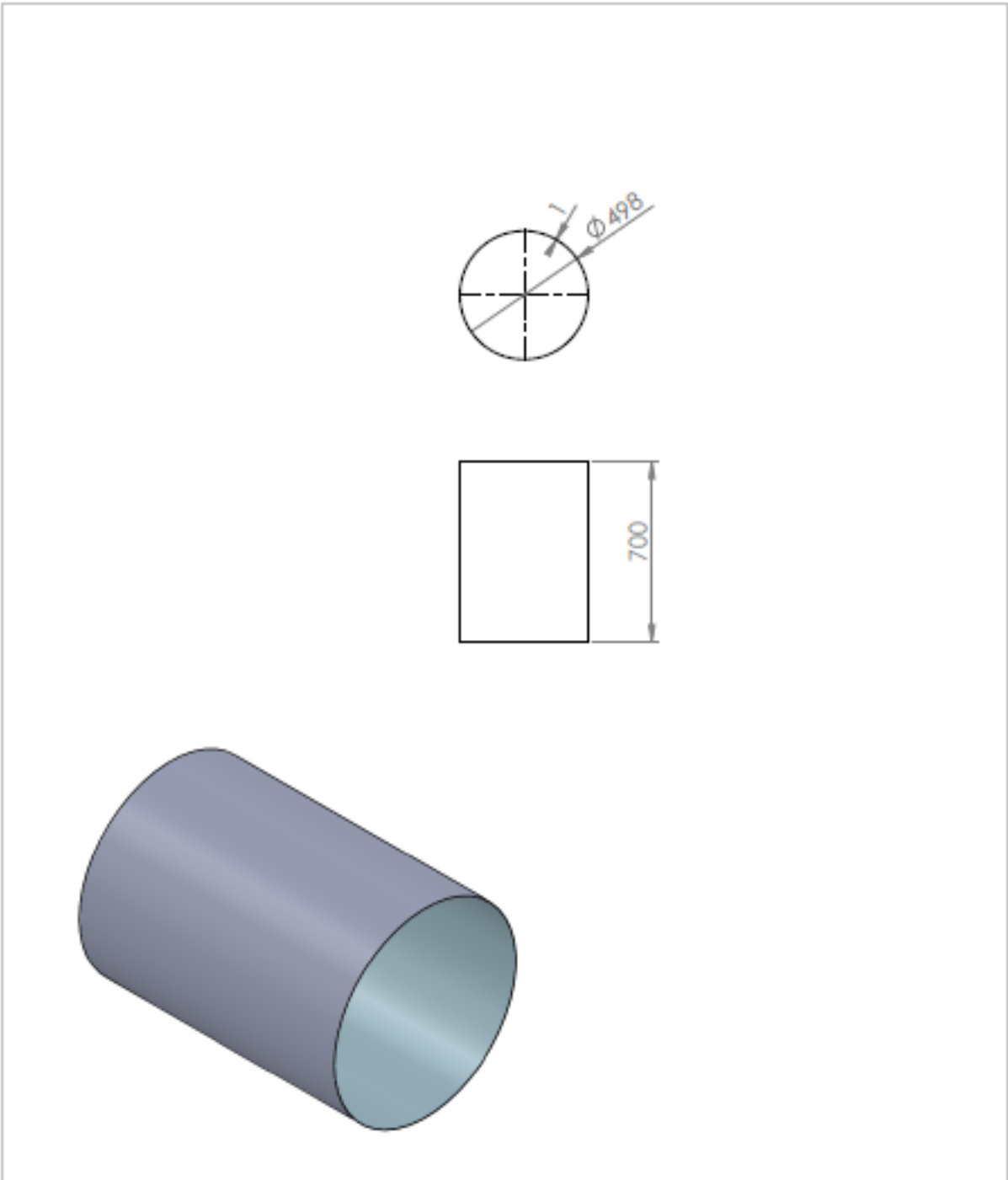


SE NÃO FORCADO: CORREÇÃO EM MEMBRAS				ACABAMENTO:		DIBR AND BOSAL SHARP EDGE		NÃO MEDIR A ESCALA DO DIBRHO		REVISO	
ACABAR SUPRIR: TOLERÂNCIAS: LUBRIL: ANGULAR:											
	NOME	ASSINATURA	DATA			TITULO:					
DEL											
VERB											
APROV											
MAPER											
QUILÉ				MATERIAL:		DEL Nº		cavalete204			
				Aço 1020				A4			
				PRG: 1944g		ESCALA: 1:5		FOLHA 1 DE 1			

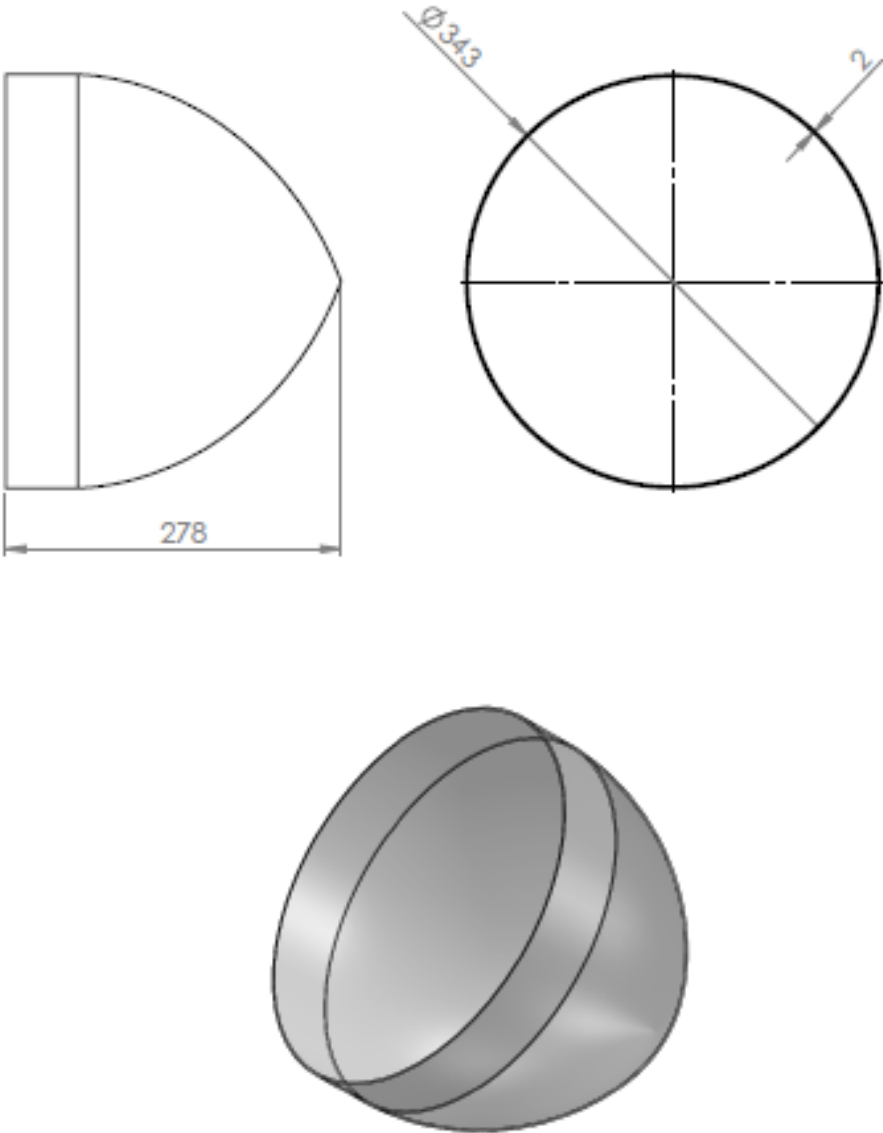




SE NÃO ESPECIFICADO: DIMENSÕES EM MILÍMETROS ACABAM. SUPERFÍCIE: TOLERÂNCIAS: LINEAR: ANGULAR:		ACABAMENTO:		DEBUR AND BREAK SHARP EDGES		NÃO MUDAR A ESCALA DO DESENHO		REVISÃO	
NOME		ASSINATURA		DATA		TÍTULO:			
DES.									
VERIF.									
APROV									
MANUF									
QUALIC									
						DES. Nº		A4	
						PESO:		ESCALA:1:10	
								FOLHA 1 DE 1	



SE NÃO ESPECIFICADO: DIMENSÕES EM MILÍMETROS ACABAM. SUPERFICIE: TOLERÂNCIAS: LINEAR: ANGULAR:		ACABAMENTO:		DIBUX AND BRASK SHARP EDGES		NÃO MEDAR A ESCALA DO DESENHO		REVISÃO	
	NOME	ASSINATURA	DATA				TÍTULO:		
DEL									
VRK									
APROV									
MADE									
QUALC				MATERIAL:			DEL. 2º carenagem_externa		A4
				PROJ:			ESCALA: 1:20		FOLHA 1 DE 1



SE NÃO ESPECIFICADO: DIMENSÕES EM MILÍMETROS ACABAM. SUPERFÍCIE TOLERÂNCIAS LINEAR: ANGULAR:				ACABAMENTO:		DIBUIR AND EXAT. SHARP EDGES		NÃO MEDAR A ESCALA DO DESENHO		REVERSO	
	NOME	ASSINATURA	DATA					TÍTULO:          DRL Nº <div>extremidade</div> <div>A4</div>			
DRL											
VERIF.											
APROV.											
MADEIR											
QUALIE						MATERIAL:					
						PRCO:		ESCALA:1:10		FOLHA 1 DE 1	





## APÊNDICE B – CÁLCULO DAS INCERTEZAS DE MEDIÇÃO

Segundo o VIM (2008) incerteza é o parâmetro não negativo que caracteriza a dispersão de valores atribuídos a um mensurando com base nas informações utilizadas, logo reflete a falta de conhecimento exato do mensurando. Sua origem são os erros aleatórios e sistemáticos. Os primeiros provêm de variações temporais ou espaciais, estocásticas ou imprevisíveis, de grandeza de influência. (GEIM, 1997). Os efeitos aleatórios são então a causa de variações repetidas do mensurando e podem ser reduzidos na medida em que se aumenta o número de observações. O erro sistemático segundo Andersson (2012) é independente do número de repetições, pois caso as mesmas fossem realizadas infinitas vezes, sob condições de repetitividade inalteradas, a média dos erros tenderia a um valor constante denominado erro sistemático. A contribuição de ambos os erros resulta em uma incerteza  $u_i$  da pela equação C.1.

$$u_i = \sqrt{b_i^2 + p_i^2} \quad (C.1)$$

Sendo:

$b_i$ : limite de erro sistemático

$p_i$ : limite de erro aleatório

Segundo Holman (1994) o resultado desejado  $R_i$  geralmente é calculado a partir de medidas de variáveis independentes  $x_{i1}, x_{i2}, x_{i3}...x_{in}$ . Assim demonstrado pela equação C.2.

$$R_i = R(x_{i1}, x_{i2}, x_{i3}, \dots, x_{in}) \quad (C.2)$$

Cada variável independente do resultado  $R_i$  possui uma incerteza particular, logo a incerteza do resultado  $b_{ir}$  é calculada através da propagação das incertezas sistemáticas dada pela equação C.3.

$$b_{ir} = \left[ \left( \frac{\partial R_i}{\partial x_{i1}} b_{i1} \right)^2 + \left( \frac{\partial R_i}{\partial x_{i2}} b_{i2} \right)^2 + \dots + \left( \frac{\partial R_i}{\partial x_{in}} b_{in} \right)^2 \right]^{1/2} \quad (C.3)$$

Sendo:

$b_{i1}$ : incerteza da variável independente  $x_{i1}$ ;

$b_{i2}$ : incerteza da variável independente  $x_{i2}$ ;

$b_{in}$ : incerteza da  $n$ -ésima variável  $x_{in}$ .

Pelas dificuldades apresentadas no sistema de controle e discutidas no capítulo 6 não foram realizadas repetições nos testes, logo a análise da incerteza neste trabalho desconsidera aquelas originadas pelos erros aleatórios e a consequente análise de rejeição de dados realizada através do critério de Chauvenet's. Já as precisões dos instrumentos utilizados neste trabalho estão descritas na tabela C.1 e basearam-se nos catálogos fornecidos pelos fabricantes e no caso do manômetro diferencial trata-se da menor divisão de escala utilizada para as medições.

Tabela C.1 – Precisão dos instrumentos de medida utilizados

Instrumento	Precisão
Torquímetro	$\pm 0.05 \text{ Nm}$
Encoder	$\pm 0,2\%$ da leitura
Manômetro diferencial	$\pm 8 \text{ Pa}$
Anemômetro de fio quente	$\pm 0,1 \text{ m/s}$
Área anelar	$\pm 2.10^{-6} \text{ m}^2$

Aplicando a equação C.3 a vazão, potência mecânica e rendimento, medidos através dos instrumentos dispostos na tabela C.1, têm-se as equações C.4, C.5 e C.6 que respectivamente calculam a propagação das incertezas de medição:

$$b_{iq} = \left[ \left( \frac{b_{ia}}{A} \right)^2 + \left( \frac{b_{ian}}{v_a} \right)^2 \right]^{1/2} \quad (\text{C.4})$$

$$b_{ip} = \left[ \left( \frac{b_{ie}}{N} \right)^2 + \left( \frac{b_{iT}}{T} \right)^2 \right]^{1/2} \quad (\text{C.5})$$

$$b_{in} = \left[ \left( \frac{b_{iT}}{T} \right)^2 + \left( \frac{b_{ie}}{N} \right)^2 + \left( \frac{b_{iq}}{Q} \right)^2 + \left( \frac{b_{i\Delta p}}{\Delta p} \right)^2 \right]^{1/2} \quad (\text{C.6})$$

Sendo:

$b_{iq}$ : incerteza de vazão;

$b_{ia}$ : incerteza da área do anelar;

$b_{ian}$ : incerteza do anemômetro de fio quente;

$b_{ip}$ : incerteza da potência mecânica;

$b_{ie}$ : incerteza do encoder;

$b_{it}$ : incerteza do torquímetro;

$b_{i\eta}$ : incerteza do rendimento mecânico da turbina;

$b_{i\Delta p}$ : incerteza do diferencial de pressão.

A tabela C.2 apresenta os resultados das incertezas relativas referentes aos erros sistemáticos deste trabalho.

Tabela C.2 – Incertezas relativas de medição

Variável	Incerteza
Vazão	$\pm 2.23\%$
Pmec	$\pm 12.76\%$
Rendimento	$\pm 15.93\%$

## **LISTA DE ANEXOS**

### **ANEXO A – COORDENADAS LOCAIS DOS PERFIS NACA**

ANEXO A1 – COORDENADAS LOCAIS DO PERFIL NACA 0021

ANEXO A 2 – COORDENADAS LOCAIS DO PERFIL NACA 0018

ANEXO A 3 – COORDENADAS LOCAIS DO PERFIL NACA 0012

ANEXO A 4 – COORDENADAS LOCAIS DO PERFIL NACA 0015

ANEXO A 5 – COORDENADAS LOCAIS DO PERFIL NACA 0020

### **ANEXO B – COEFICIENTES DE ARRASTO E SUSTENTAÇÃO DOS PERFIS NACA**

ANEXO B1 – COEFICIENTES DE ARRASTO E SUSTENTAÇÃO DO PERFIL  
NACA 0021

ANEXO B2 – COEFICIENTES DE ARRASTO E SUSTENTAÇÃO DO PERFIL  
NACA 0018

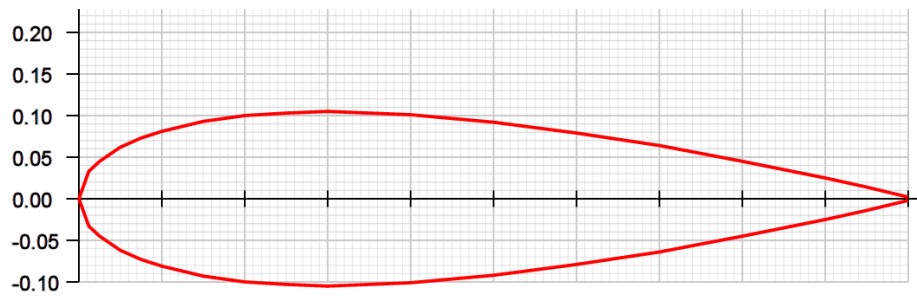
ANEXO B3 – COEFICIENTES DE ARRASTO E SUSTENTAÇÃO DO PERFIL  
NACA 0012

ANEXO B4 – COEFICIENTES DE ARRASTO E SUSTENTAÇÃO DO PERFIL  
NACA 0015

ANEXO B5 – COEFICIENTES DE ARRASTO E SUSTENTAÇÃO DO PERFIL  
NACA 0020

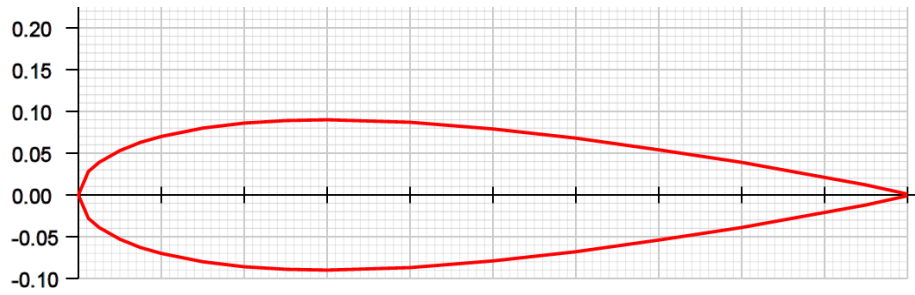
### **ANEXO C – CARACTERÍSTICAS TÉCNICAS DO ALTERNADOR EN1 – ENERSUD**

# ANEXO A1 – COORDENADAS LOCAIS DO PERFIL NACA 0021



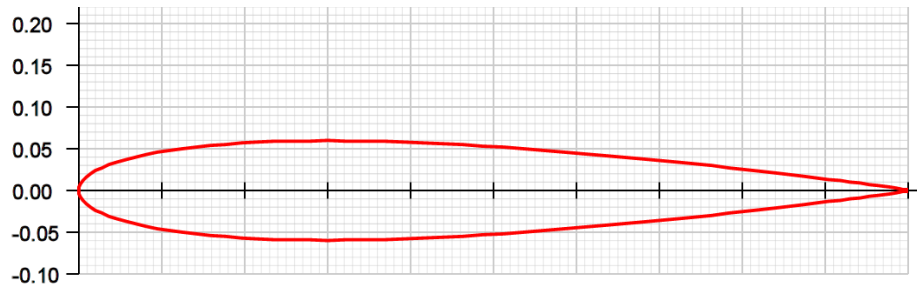
NACA 0021

1.000000,	0.002210
0.950000,	0.014120
0.900000,	0.025340
0.800000,	0.045910
0.700000,	0.064120
0.600000,	0.079860
0.500000,	0.092650
0.400000,	0.101560
0.300000,	0.105040
0.250000,	0.103970
0.200000,	0.100400
0.150000,	0.093540
0.100000,	0.081950
0.075000,	0.073500
0.050000,	0.062210
0.025000,	0.045760
0.012500,	0.033150
0.000000,	0.000000
0.012500,	-0.033150
0.025000,	-0.045760
0.050000,	-0.062210
0.075000,	-0.073500
0.100000,	-0.081950
0.150000,	-0.093540
0.200000,	-0.100400
0.250000,	-0.103970
0.300000,	-0.105040
0.400000,	-0.101560
0.500000,	-0.092650
0.600000,	-0.079860
0.700000,	-0.064120
0.800000,	-0.045910
0.900000,	-0.025340
0.950000,	-0.014120
1.000000,	-0.002210

**ANEXO A 2 – COORDENADAS LOCAIS DO PERFIL NACA 0018**

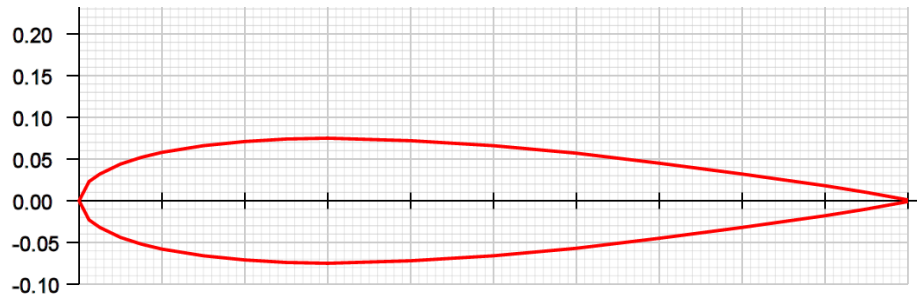
1.000000,	0.001890
0.950000,	0.012100
0.900000,	0.021720
0.800000,	0.039350
0.700000,	0.054960
0.600000,	0.068450
0.500000,	0.079410
0.400000,	0.087050
0.300000,	0.090030
0.250000,	0.089120
0.200000,	0.086060
0.150000,	0.080180
0.100000,	0.070240
0.075000,	0.063000
0.050000,	0.053320
0.025000,	0.039220
0.012500,	0.028410
0.000000,	0.000000
0.012500,	-0.028410
0.025000,	-0.039220
0.050000,	-0.053320
0.075000,	-0.063000
0.100000,	-0.070240
0.150000,	-0.080180
0.200000,	-0.086060
0.250000,	-0.089120
0.300000,	-0.090030
0.400000,	-0.087050
0.500000,	-0.079410
0.600000,	-0.068450
0.700000,	-0.054960
0.800000,	-0.039350
0.900000,	-0.021720
0.950000,	-0.012100
1.000000,	-0.001890

# ANEXO A 3 – COORDENADAS LOCAIS DO PERFIL NACA 0012



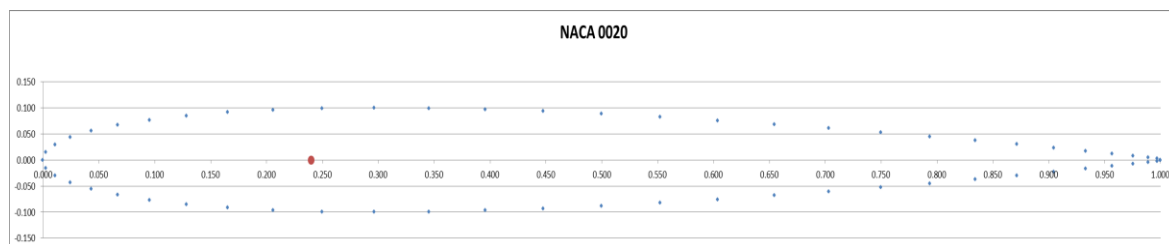
1	0
0.9973	0.00287641
0.9891	0.00486983
0.9755	0.00812434
0.9568	0.01254334
0.933	0.01800107
0.9045	0.02435006
0.8716	0.03142829
0.8346	0.03906496
0.7939	0.04708404
0.75	0.05530536
0.7034	0.06354352
0.6545	0.07160546
0.604	0.07928795
0.5523	0.08637627
0.5	0.09264544
0.4477	0.09786484
0.396	0.10180634
0.3455	0.10425575
0.2966	0.10502617
0.25	0.10397174
0.2061	0.10099973
0.1654	0.09607891
0.1284	0.08924266
0.0955	0.08058563
0.067	0.07025409
0.0432	0.05843035
0.0245	0.0453133
0.0109	0.031097
0.0027	0.01595033



**ANEXO A 4 – COORDENADAS LOCAIS DO PERFIL NACA 0015**

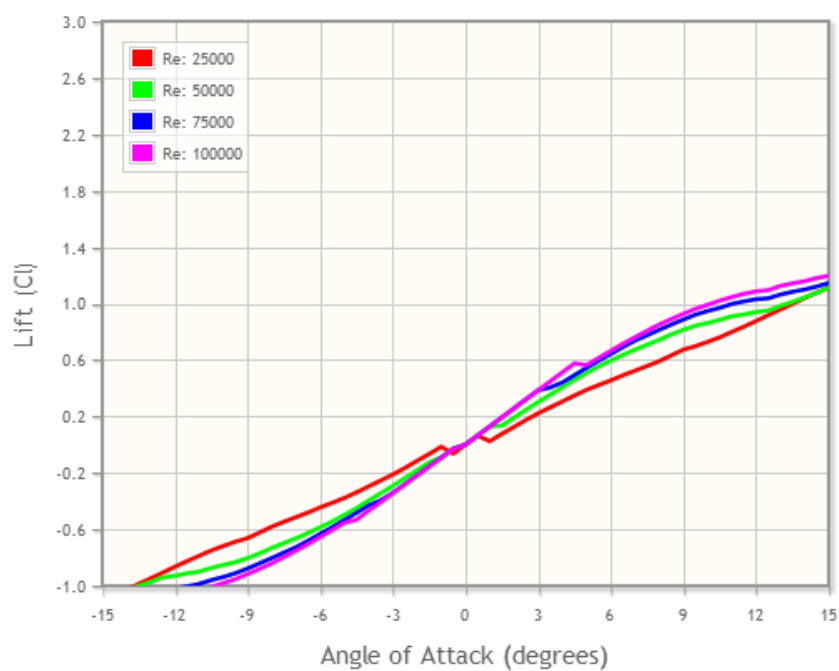
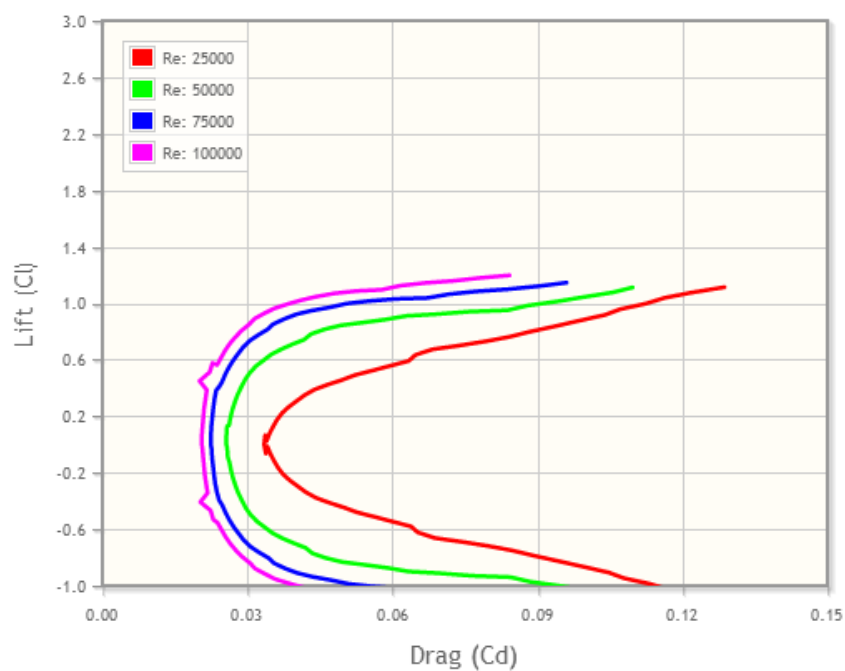
1.000000,	0.001580
0.950000,	0.010080
0.900000,	0.018100
0.800000,	0.032790
0.700000,	0.045800
0.600000,	0.057040
0.500000,	0.066170
0.400000,	0.072540
0.300000,	0.075020
0.250000,	0.074270
0.200000,	0.071720
0.150000,	0.066820
0.100000,	0.058530
0.075000,	0.052500
0.050000,	0.044430
0.025000,	0.032680
0.012500,	0.023670
0.000000,	0.000000
0.012500,	-0.023670
0.025000,	-0.032680
0.050000,	-0.044430
0.075000,	-0.052500
0.100000,	-0.058530
0.150000,	-0.066820
0.200000,	-0.071720
0.250000,	-0.074270
0.300000,	-0.075020
0.400000,	-0.072540
0.500000,	-0.066170
0.600000,	-0.057040
0.700000,	-0.045800
0.800000,	-0.032790
0.900000,	-0.018100
0.950000,	-0.010080
1.000000,	-0.001580

## ANEXO A 5 – COORDENADAS LOCAIS DO PERFIL NACA 0020

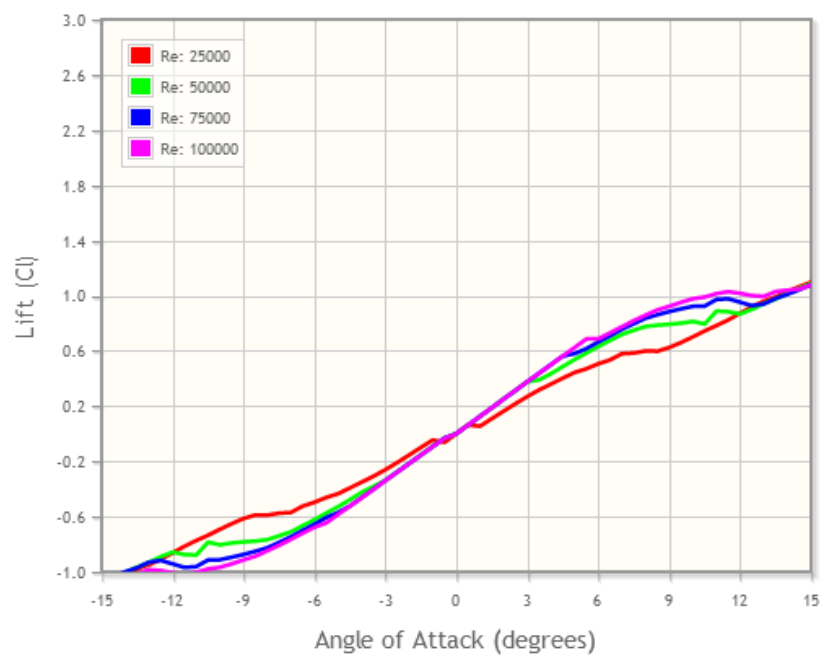
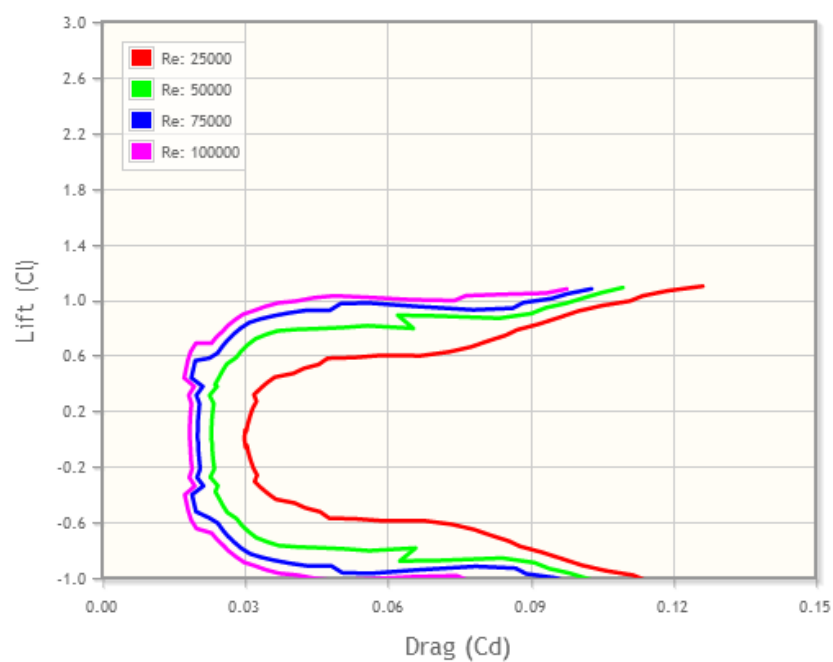


1	0
0.9973	0.002739
0.9891	0.004638
0.9755	0.007737
0.9568	0.011946
0.933	0.017144
0.9045	0.023191
0.8716	0.029932
0.8346	0.037205
0.7939	0.044842
0.75	0.052672
0.7034	0.060518
0.6545	0.068196
0.604	0.075512
0.5523	0.082263
0.5	0.088234
0.4477	0.093205
0.396	0.096958
0.3455	0.099291
0.2966	0.100025
0.25	0.099021
0.2061	0.09619
0.1654	0.091504
0.1284	0.084993
0.0955	0.076748
0.067	0.066909
0.0432	0.055648
0.0245	0.043156
0.0109	0.029616
0.0027	0.015191

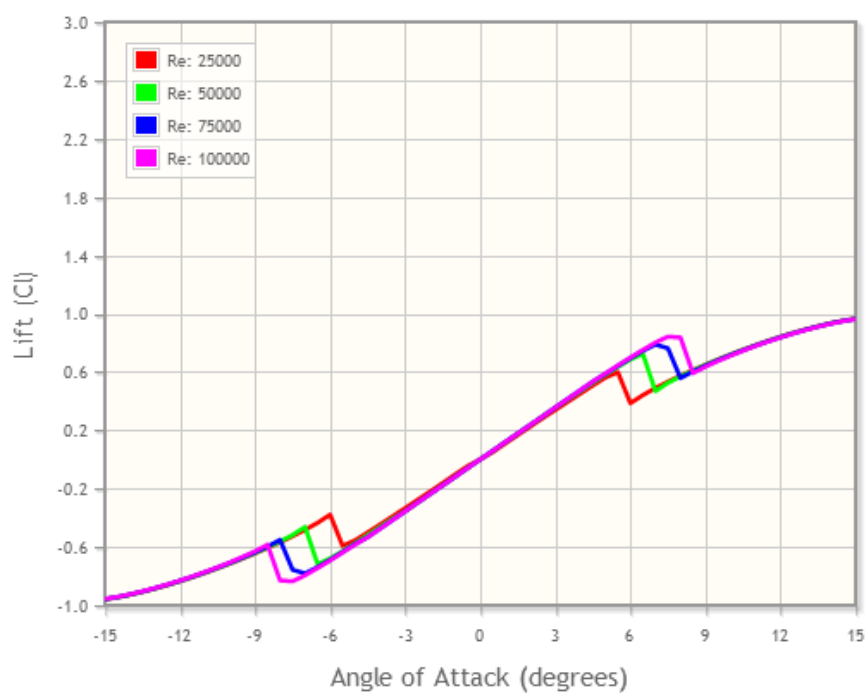
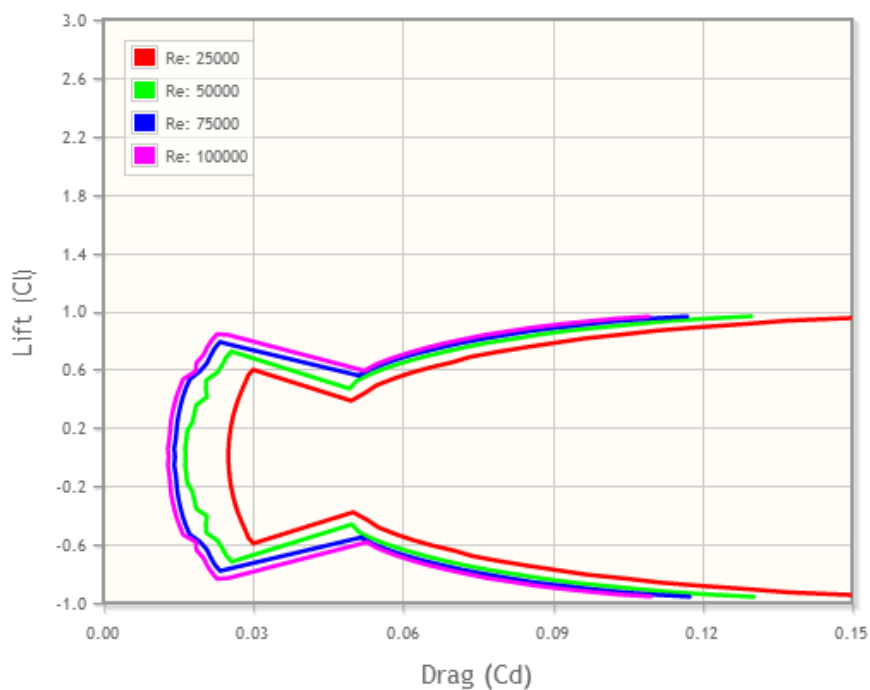
## ANEXO B 1 – COEFICIENTES DE ARRASTO E SUSTENTAÇÃO DO PERFIL NACA 0021



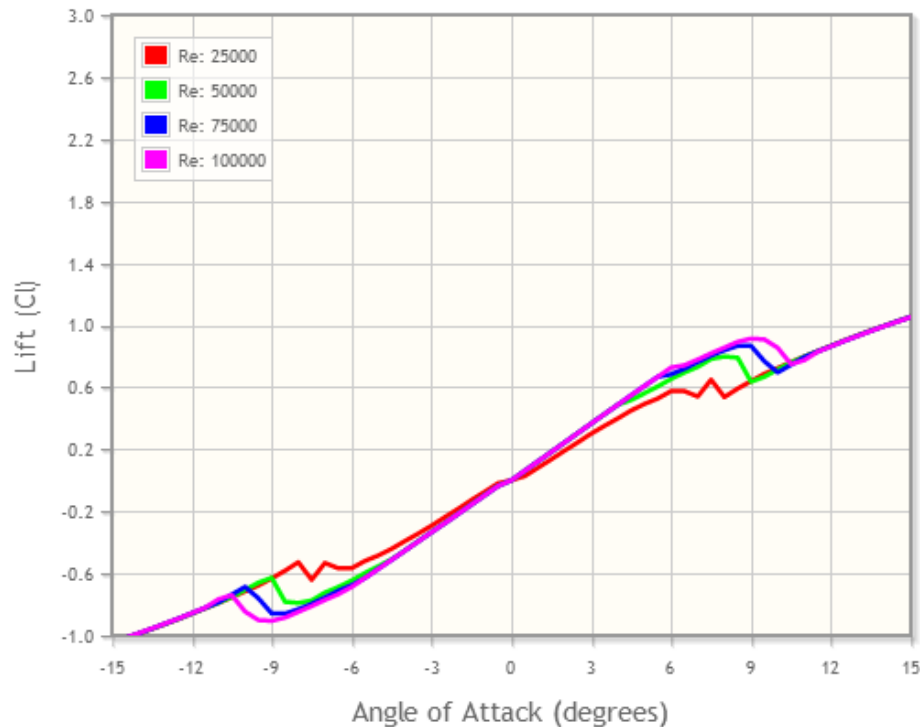
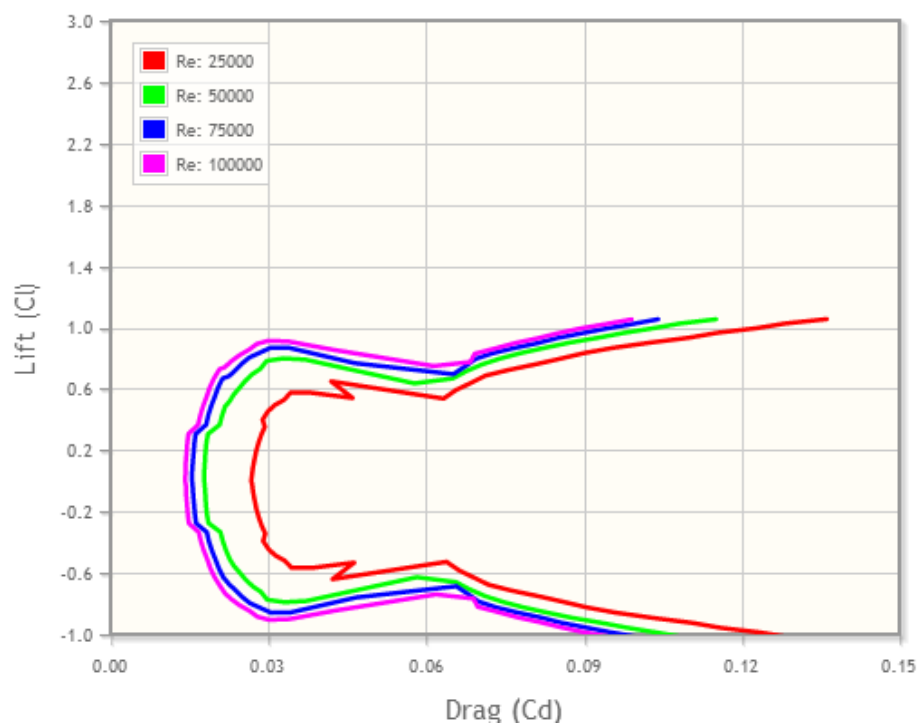
## ANEXO B 2 - COEFICIENTES DE ARRASTO E SUSTENTAÇÃO DO PERFIL NACA 0018



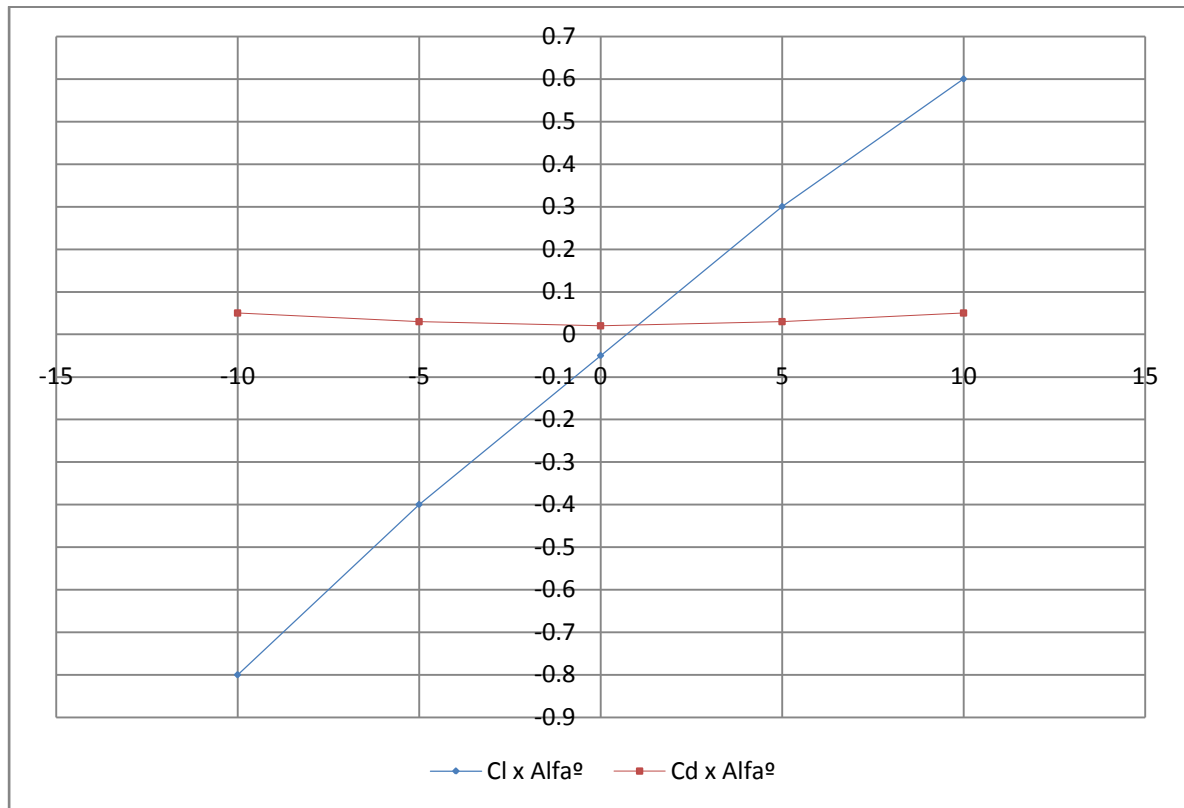
### ANEXO B 3 - COEFICIENTES DE ARRASTO E SUSTENTAÇÃO DO PERFIL NACA 0012



## ANEXO B 4 - COEFICIENTES DE ARRASTO E SUSTENTAÇÃO DO PERFIL NACA 0015



# **ANEXO B 4 - COEFICIENTES DE ARRASTO E SUSTENTAÇÃO DO PERFIL NACA 0020**

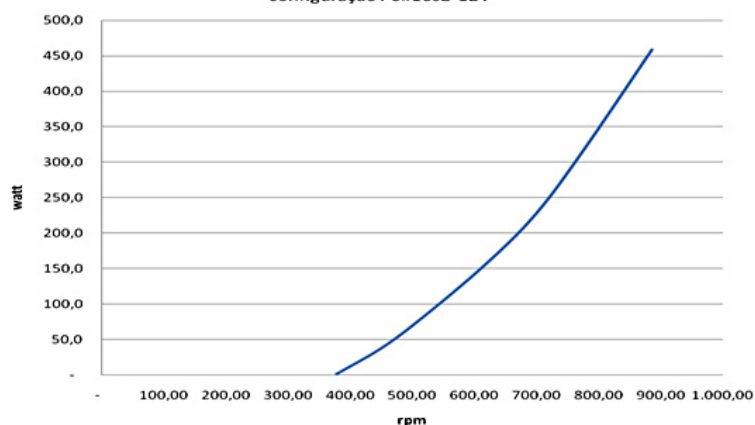


## ANEXO C – CARACTERÍSTICAS TÉCNICAS DO ALTERNADOR EN1 - ENERSUD

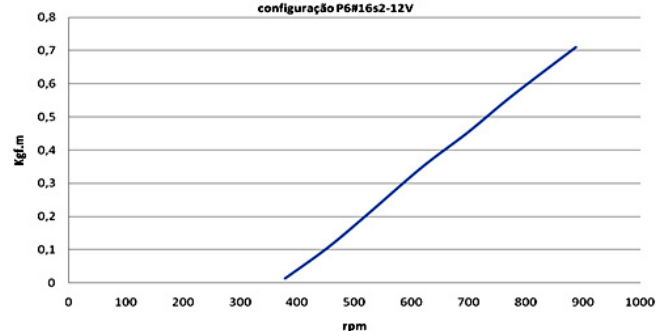
### Características Técnicas do Alternador EN1

Torque de partida 0,3 Nm  
Sistema magnético neodímio  
Sistema elétrico trifásico  
Tensão de saída 12 volts  
Topologia Fluxo Axial  
Material Anti Corrosão Alumínio,Inox

**EN1-Curva de Potência**  
configuração P6#16s2-12V



**EN1-Curva de torque**  
configuração P6#16s2-12V



**EN1-Voltagem em Aberto**  
configuração P6#16s2

