

UNIVERSIDADE FEDERAL DE ITAJUBÁ

**PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO
EM ENGENHARIA DE ENERGIA**

**Desenvolvimento de uma turbina de fluxo reversível para uso em usina
maremotriz com operação em duplo efeito.**

Antonio Carlos Barkett Botan

Itajubá, dezembro de 2014

**UNIVERSIDADE FEDERAL DE ITAJUBÁ
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM
ENGENHARIA DE ENERGIA**

Antonio Carlos Barkett Botan

**Desenvolvimento de uma turbina de fluxo reversível para uso em usina
maremotriz com operação em duplo efeito.**

**Dissertação submetida ao Programa de Pós-
Graduação em Engenharia de Energia como
parte dos requisitos para obtenção do Título de
Mestre em Ciências em Engenharia de Energia.**

Área de Concentração: Exploração do uso racional
de recursos naturais e energia

Orientador: Prof. Dr. Geraldo Lucio Tiago Filho

Co-Orientador: Prof. Dr. Hércio Francisco Villa Nova

Dezembro de 2014

Itajubá – MG

**UNIVERSIDADE FEDERAL DE ITAJUBÁ
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM
ENGENHARIA DE ENERGIA**

Antonio Carlos Barkett Botan

**Desenvolvimento de uma turbina de fluxo reversível para uso em usina
maremotriz com operação em duplo efeito.**

Dissertação aprovada por banca examinadora em 05
de dezembro de 2014, conferindo ao autor o título de
Mestre em Ciências em Engenharia de Energia.

Banca Examinadora:

Prof. Dr. Geraldo Lucio Tiago Filho (Orientador)

Prof. Dr. Hércio Francisco Villa Nova (Co-Orientador)

Prof. Dr. Ramiro Gustavo Ramirez Camacho

Prof. Dr. Osvaldo Ronald Saavedra Mendez

Itajubá 2014

Dedicatória

Aos meus pais, em agradecimento pela educação e exemplo na vida.

Agradecimentos

Agradeço primeiramente aos meus pais Djalma e Marcia por terem desde minha infância me dado todo o apoio necessário à minha educação. Por terem trilhado o meu caminho com tanto amor e confiança. Agradeço ainda aos meus irmãos Marcela, Henrique, Daniela e Rafaela pelo carinho e companheirismo durante toda a minha vida.

Agradeço à minha esposa Maria Claudia por ter sido de tal importância para que minha vida seguisse o rumo à vida acadêmica. Sem ela provavelmente eu não teria sido guiado ao programa de Mestrado na UNIFEI. Agradeço por seu apoio e paciência por todo este percurso.

Agradeço ao Prof. Dr. Geraldo Lucio Tiago Filho por se dispor como meu orientador neste trabalho e tantos outros, pelo voto de confiança e pelas portas das quais me ajudou e ajuda a abrir. Serei eternamente grato pela chance, por sua confiança e por seu incentivo.

Ao Prof. Dr. Helcio Francisco Villa Nova agradeço por toda a disposição e parceria ao me inserir na busca pelo conhecimento em modelagem computacional de dinâmica dos fluidos e por também ter acreditado em mim e por ter me dado tanto suporte e incentivo.

Agradeço à UNIFEI e todos os Professores que se dedicaram em compartilhar do seu conhecimento. Agradeço aos responsáveis pelos programas de pós-graduação em Engenharia Mecânica e Engenharia da Energia, e por todos os seus docentes e servidores. Ainda neste âmbito, quero agradecer aos órgãos Capes e CNPq pelas bolsas de estudo que ajudaram a me manter durante todo o período do programa, e ainda ao Prof. Dr. Osvaldo Saavedra da Universidade Federal do Maranhão pela parceria no desenvolvimento deste projeto.

A todos os meus amigos “from Colombia”, em especial os meus eternos vizinhos Sebastián e Ana. Aos meus colegas durante todo o período de aulas, em especial ao amigo e parceiro João Rogério.

Finalizo aqui deixando um grande agradecimento aos meus amigos que de uma forma ou de outra me ajudaram neste trabalho, como o Gérman Alejandro, Thiago Correa, Pedro Lobão, Professor Ângelo Rezek e em especial aquele que esteve ao meu lado no início de toda essa

caminhada, Thiago Oliveira. Ainda incluo todos os meus amigos do CERPCH e GEER Camila Galhardo, Roberto Meira, Priscila Duarte, Luzia Rieira, Luciano José, Adriana Barbosa, Lucia, Adriano Garrido e Jonathan de Paula, e aos técnicos Douglas, Osvaldinho e Sr. Vandir pela ajuda no desenvolvimento e montagem da bancada de ensaios... e é claro, à Deus!

“Anyway the wind blows.”

Freddie Mercury

RESUMO

BOTAN, A. C. B. (2014), *Desenvolvimento de uma turbina de fluxo reversível para uso em usina maremotriz com operação em duplo efeito*, Itajubá, 123 p. Dissertação (Mestrado em Engenharia da Energia) – Instituto de Recursos Naturais, Universidade Federal de Itajubá.

Este trabalho apresenta uma proposta de um modelo de turbina de fluxo reversível para o aproveitamento da energia potencial das marés. Sua aplicação no uso de barragens vem a aproveitar a energia potencial oriunda do movimento das marés durante a passagem da água ao reservatório durante a preamar, e sua característica auto retificadora permite o movimento de rotação no mesmo sentido quando a água retorna do reservatório ao oceano, garantindo uma operação de duplo-efeito da usina.

O conceito, que foi baseado nas turbinas tipo Wells aplicadas em centrais de coluna de água oscilante (CAO), foi transferido para o caso da aplicação em hidrelétrica de baixas alturas de queda. Com os conceitos clássicos dos estudos de teoria das turbomáquinas e aerodinâmica pôde-se desenvolver um modelo de turbina axial utilizando de pás de perfil simétrico para a aplicação pretendida.

Um modelo físico foi desenvolvido, prototipado e ensaiado numa bancada de testes no Laboratório Hidromecânico para Pequenas Centrais Hidrelétricas (LHPCH) da Universidade Federal de Itajubá (UNIFEI). Com isto, foram traçadas curvas de eficiência do modelo para diferentes parâmetros, na busca de melhor conhecer o perfil, destacar suas vantagens e apontar suas deficiências, com fins de sugestões futuras tanto para o equipamento de teste quanto o modelo de turbina em sí.

Foi também desenvolvido um modelo computacional semelhante ao modelo utilizado na bancada de testes, ensaiado em plataforma Ansys CFX 14.0. Com os resultados obtidos, pôde-se comparar o modelo de dinâmica dos fluidos computacional com o modelo experimental, e assim buscar a validação dos resultados.

Este trabalho veio a apresentar uma inovação tecnológica que necessita ser bastante aprofundada, mas que apresenta uma opção de aproveitamento energético pouco, ou quase nulo, difundido no Brasil. Apesar de que sua aplicação pode não ser apenas direcionada ao uso em energia maremotriz, mas em qualquer aproveitamento hídrico de baixa queda. Sugestões serão apresentadas ao final deste trabalho.

Palavras-chave: turbina axial, energia maremotriz, turbina de fluxo reversível.

ABSTRACT

BOTAN, A. C. B. (2014), *Development of a reversible flow turbine for using in tidal power plant operating in double cycle*, Itajuba, 123 p. MSc. Dissertation (Masters Degree in Energy Engineering) – Natural Resources Institute, Federal University of Itajuba.

This work presents a proposal of a model of reversible flow turbine for the harnessing of potential energy of the tides. Its application in dams harnesses the potential energy from the tides during the passage of the water to the reservoir on the high tide, and its self-rectifying characteristics allows the rotation movement in the same direction when the water returns from the to the ocean, guaranteeing the double effect operation of the plant.

The conception, which was based on type Wells turbine applied in oscillating water column plants (OWC), was transferred to the application in low head hydropower. With classical conceptions of studies in turbo machinery and aerodynamics was possible to develop a model of axial turbine with symmetric blades for the intended application.

A physical model was developed, prototyped and tested on a test stand at Hydro mechanical Laboratory for Small Hydro Plants (LHPCH) at Federal University of Itajubá (UNIFEI). Hereupon, efficiency curves were obtained for different parameters, in search of better know the profile, highlight its advantages and to point it inefficiencies, aiming to further suggestions to optimize such the test equipment as the model of turbine itself.

A computational model was developed as well, similar to the model tested on the test stand, modeled and tested on Ansys CFX 14.0. With the obtained results was possible to compare the CFD model with experimental one, and try to validate the results.

This work presents a technological innovative which needs to be quite thorough, but presents an option of energetic harness a little, or almost null, defunded in Brazil. In spite of its application can be not only directed to uses in tidal power plants but in any small hydro harnesses. Suggestions will be presented at the end of this work.

Key-words: axial turbine, tidal power, reversible flow turbine.

Sumário

Sumário.....	i
Lista de Figuras	iv
Lista de Tabelas	viii
Simbologia.....	ix
Letras Latinas.....	ix
Letras gregas	xi
Siglas.....	xi
CAPÍTULO 1	1
INTRODUÇÃO.....	1
1.1 Considerações preliminares	1
1.2 Justificativa e relevância.....	2
1.3 Objetivos.....	3
1.3.1 Objetivo geral.....	3
1.3.2 Objetivos específicos.....	3
1.4 Metodologia e Estrutura da Dissertação	4
CAPÍTULO 2	6
REVISÃO BIBLIOGRÁFICA.....	6
2.3 Estado da arte das usinas maremotriz no mundo.....	10
2.3.1 Usina Maremotriz de Rance.....	11
2.3.2 Annapolis Royal Tidal Power Plant.....	12
2.3.3 Jiangxia Tidal Power Plant.....	13
2.3.4 Kislaya Guba Tidal Power Plant	15
2.3.5 Sihwa Lake Tidal Power Plant.....	16
2.4 Maremotriz no Brasil	17
2.5 Turbinas aplicadas às usinas maremotrizes	19
2.5.1 Turbina Kaplan.....	19
2.5.2 Turbina tipo Bulbo	20
2.5.3 Turbina tipo Straflo	21
2.6 Turbinas axiais de fluxo reversível.....	22
2.6.1 Turbina tipo Wells.....	23
CAPÍTULO 3	27

DESENVOLVIMENTO E PROJETO DO MODELO DE TURBINA, BANCADA DE ENSAIOS E METODOLOGIA DOS ENSAIOS EXPERIMENTAIS.....	27
3.1 Modelo de turbina.....	27
3.1.1 Desenvolvimento do modelo de turbina.....	27
3.1.2 Demais parâmetros e coeficientes aplicados ao projeto de um rotor axial reversível	39
3.2 Banco de ensaios.....	42
3.3 Procedimentos de ensaios do rotor	47
3.3.1 Roteiro para obtenção das grandezas	50
3.3.2 Especificações dos instrumentos utilizados nos ensaios	53
CAPÍTULO 4	56
MODELO DE DINÂMICA DOS FLUIDOS COMPUTACIONAL - METODOLOGIA DOS ENSAIOS EM MODELAGEM COMPUTACIONAL.....	56
4.1 Dinâmica dos Fluidos Computacional.....	56
4.1.1 Pré-processamento	57
4.1.2 Solver	57
4.1.3 Pós-processamento	57
4.2 Geração de malhas	58
4.2.1 ICEM CFD	58
4.2.2 Geração de malhas nos domínios incluídos neste trabalho.	58
4.2.3 Emprego de equações na geração de malhas	62
4.2.3.1 Lei da parede (y^+)	62
4.3 ANSYS CFX SOLVER.....	63
4.3.1 Modelos de turbulência empregados no ANSYS CFX.....	64
4.3.1.1 Modelo k-epsilon – $k-\epsilon$	64
4.3.1.2 Modelo Shear Stress Transport - SST	65
4.3.2 Equacionamento do problema matemático	66
4.3.2.1 Equação da conservação da massa	66
4.3.2.2 Equação da quantidade de movimento.....	67
4.4 Ensaios do modelo utilizando ANSYS CFX	68
CAPITULO 5	71
RESULTADOS E JUSTIFICATIVAS	71
5.1 Ensaios experimentais do modelo de turbina	71

5.2 Resultados da modelagem computacional do modelo de turbina e comparação com os resultados dos ensaios experimentais.	76
5.2.1 Análise dos resultados de eficiência dos ensaios em CFD e comparativo com os resultados experimentais.	76
5.2.2 Análise do comportamento de dinâmica dos fluidos computacional sobre o modelo ensaiado.	80
5.2.2.1 Diferencial de pressão no sistema	80
5.2.2.2 Análise da ação da pressão sobre as pás	84
5.2.2.3 Velocidades e linhas de corrente	91
CAPÍTULO 6	102
CONCLUSÕES E SUGESTÕES	102
6.1 Conclusões	102
6.2 Sugestões	103
REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS	105
Apêndice	108
A.1 Planilha de dados e resultados nos ensaios experimentais.....	108
A.2 Planilha de dados e resultados dos ensaios em CFD	111
A.3 Gráficos de convergência dos ensaios em CFD.....	114
A.3.1 Gráficos de Momentum and Mass.....	114
A.3.1.1 Ensaio para o caso de $n = 300$ rpm; $Q = 0,01263$ m ³ /s e $\eta = 61,88\%$	114
A.3.1.2 Ensaio para o caso de $n = 400$ rpm; $Q = 0,01749$ m ³ /s e $\eta = 62,49\%$	115
A.3.1.3 Ensaio para o caso de $n = 500$ rpm; $Q = 0,02282$ m ³ /s e $\eta = 52,48\%$	116
A.3.1.4 Ensaio para o caso de $n = 600$ rpm; $Q = 0,02600$ m ³ /s e $\eta = 47,39\%$	117
A.3.1.5 Ensaio para o caso de $n = 700$ rpm; $Q = 0,03115$ m ³ /s e $\eta = 38,68\%$	118
A.3.1.6 Ensaio para o caso de $n = 800$ rpm; $Q = 0,03503$ m ³ /s e $\eta = 27,93\%$	119
A.3.2 Gráficos para Turbulence (KE).....	120
A.3.2.1 Ensaio para o caso de $n = 300$ rpm; $Q = 0,01263$ m ³ /s e $\eta = 61,88\%$	120
A.3.2.2 Ensaio para o caso de $n = 400$ rpm; $Q = 0,01749$ m ³ /s e $\eta = 62,49\%$	121
A.3.2.3 Ensaio para o caso de $n = 500$ rpm; $Q = 0,02282$ m ³ /s e $\eta = 52,48\%$	122
A.3.2.4 Ensaio para o caso de $n = 600$ rpm; $Q = 0,02600$ m ³ /s e $\eta = 47,39\%$	123
A.3.2.5 Ensaio para o caso de $n = 700$ rpm; $Q = 0,03115$ m ³ /s e $\eta = 38,68\%$	124
A.3.2.6 Ensaio para o caso de $n = 800$ rpm; $Q = 0,03503$ m ³ /s e $\eta = 27,93\%$	125

Lista de Figuras

Figura 2. 1: Funcionamento de uma usina maremotriz com um reservatório operando em simples efeito. Fonte: (MACINTYRE, 1983).	8
Figura 2. 2: Funcionamento de uma usina maremotriz com um reservatório operando em duplo efeito. Fonte: (MACINTYRE, 1983).	9
Figura 2. 3: Locais apropriados ao aproveitamento de energia maremotriz, com alturas de maré superior a 5 m. Fonte: (FERREIRA, 2007).	10
Figura 2. 4: Usina maremotriz de Rance. Fonte: (http://www.thegreenage.co.uk/greencommercial/tidal-energy/rance-tidal-power ; acessado em 01/11/2012).....	11
Figura 2. 5: Vista lateral da planta da usina maremotriz de Rance. Fonte: (MACINTYRE, 1983).	12
Figura 2. 6: Vista aérea da usina maremotriz de Annapolis. Fonte: (http://www.thecanadianencyclopedia.com/articles/tidal-energy ; acessado em 13/11/2012)..	13
Figura 2. 7: Usina maremotriz de Jiangxia. Fonte: (http://en.sidri.com/ProjectsInfo.aspx?cid=6&nid=25 ; acessado em 13/11/2012).	14
Figura 2. 8: Rotor de uma das turbinas da usina de Jiangxia. Fonte: (http://www.hj1956.com/en/p34.html ; acessado em 13/11/2012).	14
Figura 2. 9: Conjunto gerador de 700 kW da usina de Jiangxia. Fonte: (http://www.hj1956.com/en/p34.html ; acessado em 13/11/2012).	15
Figura 2. 10: Usina maremotriz de Kislaya Guba. (Fonte: http://www.icit.hw.ac.uk/student_project/sweyn6.htm ; acessado em 13/11/2012).	16
Figura 2. 11: Usina maremotriz de Sihwa Lake. (Fonte: http://www.alternativeconsumer.com/2008/06/12/alternative-energy-solution-tidal-power-plant/ ; acessado em 06/03/2014).	16
Figura 2. 12: Estuário e barragem de Bacanga em São Luís do Maranhão. Fonte: (Google Earth).	19
Figura 2. 13: Turbina tipo Kaplan. Fonte: (NBR 6445, 1987).	20
Figura 2. 14: Turbina tipo Bulbo. Fonte: (NBR6445, 1987).	21
Figura 2. 15: Turbina tipo Straflo. Fonte: (NBR6445, 1987).	22

Figura 2. 16: Exemplo de usina de coluna de água oscilante. Fonte: (http://www.cyberphysics.co.uk/topics/energy/OCWwave.gif , acessado em 13/03/2014).	24
Figura 2. 17: Usina CAO de Picos, arquipélago de Azores – Portugal. Fonte: (http://learning.media.mit.edu/seed/wave%20energy/LIMPET.jpg , acessado em 13/03/2014).	24
Figura 2. 18: Turbina tipo Wells. Fonte: (RAGHUNATHAN, 1995).	25
Figura 3. 1: Representação do perfil NACA 0015.	30
Figura 3. 2: (a) Gráfico comparativo entre os perfis NACA 0012, NACA 0015, NACA 0018 e NACA 0021 em função dos coeficientes de sustentação e arrasto; (b) e (c) Coeficientes de sustentação e arrasto com a variação do ângulo de ataque para o perfil NACA0015. Fonte: (PARISI & OLIVEIRA, 2013).	31
Figura 3. 3: Grade de pás simétricas com ângulo γ ajustável. Fonte: (adaptado de GÁRCIA, 2008).	33
Figura 3. 4: Grade de pás simétricas com o uso de palhetas diretrizes de fluxo. Fonte: Adaptado de (DARABI & PORIAVALI, 2007).	34
Figura 3. 5: Triângulo de velocidades representados para o diâmetro interno (a), diâmetro médio (b) e diâmetro externo (c) da pá do rotor.	35
Figura 3. 6: Geração das forças de sustentação (F_s) e de arraste (F_a), representadas pela força resultante (F_r).	37
Figura 3. 7: Decomposição da força resultante em força tangencial e força axial.	38
Figura 3. 8: Parâmetros utilizados no cálculo das dimensões das pás.	41
Figura 3. 9: Desenho em 3D do modelo de rotor na área de trabalho do SolidWorks®.	42
Figura 3. 10: Estrutura do canal do LHPCH-Unifei onde seria adaptado o banco de ensaios para a turbina de fluxo reversível. Fonte: (SANTOS, data indisponível).	43
Figura 3. 11: Detalhe do reservatório e tubulação onde seriam adaptados o banco de ensaios do modelo de turbina, no LHPCH-Unifei.	43
Figura 3. 12: a) Vista lateral do conjunto central composto pelo modelo de rotor montado. b) Vista em perspectiva do conjunto, com detalhe na montagem do mancal de entrada no flange.	44
Figura 3. 13: Canal de ensaios do modelo de turbina.	45
Figura 3. 14: (a) e (b) Montagem do freio eletrodinamométrico utilizado nos ensaios.	46

Figura 3. 15: Banco de resistência elétrica.	47
Figura 3. 16: Circuito da banco de freio eletrodinamométrico.....	47
Figura 3. 17: Medidor de vazão por Venturi e manômetro tipo tubo em “U”.	48
Figura 3. 18: Tomada de medida de pressão a montante e a jusante do modelo.....	49
Figura 3. 19: Tacômetro modelo DT-2234C.....	54
Figura 3. 20: Multímetro modelo Lutron DW-6060.....	54
Figura 3. 21: Balança eletrônica modelo LDC BCW.....	55
Figura 4. 1: Fluxograma do roteiro operacional do ICEM CFD 14.0 (adaptado de ANSYS*).	59
Figura 4. 2: Volumes de controle bidimensionais e tridimensionais utilizados em modelagem em CFD.	60
Figura 4. 3: (a) Malha não-estruturada tetraédrica das pás do domínio Rotor; (b) detalhe do refinamento das pás no Hub do rotor.....	60
Figura 4. 4: Secção do domínios Entrada/Saída construído em malha estruturada hexaédrica.	61
Figura 5. 1: Curva da potencia de atrito na bancada de ensaios do modelo de turbina.....	73
Figura 5. 2: Curva de eficiência mecânica do conjunto ensaiado.	74
Figura 5. 3: Curva de eficiência do rotor ensaiado.....	74
Figura 5. 4: Curvas de torque, potência hidráulica e potencia mecânica de eixo em função das rotações ensaiadas nos pontos de máxima eficiência.	75
Figura 5. 5: Gráfico comparativo entre a variação da altura de queda nos ensaios realizados em bancada e em CFD.....	77
Figura 5. 6: Gráfico comparativo das potencias hidráulicas nos ensaios realizados em bancada e em CFD.....	77
Figura 5. 7: Gráfico comparativo do torque obtido nos ensaios realizados em bancada e em CFD.	78
Figura 5. 8: Curva de eficiência mecânica dos ensaios em CFD.	79
Figura 5. 9: Curva comparativa de eficiência mecânica dos ensaios experimental e em CFD.	79
Figura 5. 10: Contorno da pressão nos domínios do modelo ensaiado.	83

Figura 5. 11: Contorno da pressão sobre as pás do rotor nos lados de pressão e sucção.	90
Figura 5. 12: Linhas de corrente e vetores de velocidade.	94
Figura 5. 13: Vetores de velocidade.	97
Figura 5. 14: Linhas de corrente da velocidade do fluido passando pelos 3 domínios em vista isométrica.	100

Lista de Tabelas

Tabela 2. 1: Principais sítios com para aproveitamento de energia maremotriz (Fonte: WEC, 2004 apud FERREIRA, 2007).....	17
Tabela 3. 1: Parâmetros iniciais adotados no desenvolvimento do modelo de turbina.	32
Tabela 3. 2: Planilha de valores lidos nos ensaios.....	49
Tabela 3. 3: Planilha de valores calculados para os ensaios.....	53
Tabela 4. 1: Número de elementos nos domínios da turbina ensaiada.....	61
Tabela 4. 2: Resumo da programação do Solver.	69
Tabela 4. 3: Modelo de planilha de resultados obtidos no CFD-Post.	70

Simbologia

Letras Latinas

A	Área da seção transversal do rotor
b	Altura da pá de um rotor axial
c	Comprimento de corda das pás
C	Coefficiente de descarga
c_4	Velocidade absoluta do fluido sobre a pá na entrada do rotor
C_a	Coefficiente de arraste
c_m	Velocidade meridional do escoamento absoluto
C_s	Coefficiente de sustentação
C_T	Coefficiente de torque
D	Diâmetro do rotor na altura de interesse de cálculo
D_c	Diâmetro do cubo do rotor
D_e	Diâmetro externo do rotor
F	Força peso medido na balança
F_a	Força de arraste
F_r	Força resultante
F_s	Força de sustentação
F_t	Componente de força tangencial
F_x	Componente de força axial
g	Aceleração da gravidade
h	Relação entre os diâmetros externo e do cubo do rotor
H	Altura de queda líquida
h_1	Altura de entrada medida no medidor tipo Venturi
h_2	Altura de saída medida no medidor tipo Venturi

I	Corrente elétrica
k	Constante da turbina
K	Coefficiente de escoamento
L	Distancia entre o ponto de carga sobre a balança e o centro do eixo da turbina
m	Vazão mássica
n	Rotação do rotor
n_{qa}	Rotação específica
$p1$	Pressão medida à montante
$p2$	Pressão medida à jusante
P	Potência
Q	Vazão volumétrica
r	Raio da turbina
R	Tensão elétrica
t	Espessura máxima dada pela fração da corda para o perfil NACA
T	Torque medido no eixo do rotor
T_T	Torque da turbina
u_4	Velocidade tangencial do rotor
v	Velocidade do fluido
V_A	Velocidade do Fluido
w_4	Velocidade relativa do fluido sobre as pás na entrada do rotor
w_m	Velocidade meridional do escoamento relativo
x	Posição no decorrer do comprimento da corda, de 0 até o comprimento c
y	Valor da espessura para dado valor de x (da linha de centro até a superfície)
Y	Trabalho específico
y^+	Distancia adimensional do fluxo à parede do domínio computacional
z	Número de pás

Letras gregas

α_2	Ângulo relativo de incidência do fluxo sobre as pás na entrada do rotor à partir da aleta do distribuidor
α_4	Ângulo relativo de incidência do fluxo sobre as pás na entrada do rotor
$\alpha_{pá}$	Ângulo de ataque das pás
β_2	Ângulo de incidência do fluxo sobre as pás
δ	Coefficiente de diâmetro
κ	Constante Von Karman
μ	Viscosidade dinâmica do fluido
ρ	Massa específica do fluido
σ	Solidez do rotor
τ	Tensão de cisalhamento
ϕ	Coefficiente de ligeireza
φ	Coefficiente de vazão
ψ	Coefficiente de pressão
ω	Velocidade angular no eixo da turbina

Siglas

CAE	Computer Aided Engineering (Engenharia Assistida por Computador)
CAO	Coluna de Água Oscilante
CERPCH	Centro de Referencia em Pequenas Centrais Hidrelétricas
CFD	Computational Fluid Dynamics (Dinamica dos Fluidos Computacional)
CNPq	Conselho Nacional de Desenvolvimento Científico e Tecnológico
EFEI	Escola Federal de Engenharia de Itajubá
EPE	Empresa de Pesquisa Energética
GEER	Grupo de Estudos em Energia Renovável
IRN	Instituto de Recursos Naturais

LHPCH	Laboratório Hidromecânico de Pequenas Centrais Hidrelétricas
NACA	National Advisory Committee for Aeronautics
OWC	Oscillating Water Column
SST	Shear Stress Transport
UFMA	Universidade Federal do Maranhão
UNIFEI	Universidade Federal de Itajubá

CAPÍTULO 1

INTRODUÇÃO

1.1 Considerações preliminares

As fontes renováveis de energia provavelmente terão uma participação cada vez mais relevante na matriz energética global durante as próximas décadas. Seu uso na geração de energia elétrica é amplamente aplicável, inclusive no Brasil. A capacidade instalada, composta por pequenas e grandes centrais hidrelétricas, é de cerca de 30% da capacidade disponível (EPE, 2013).

Os oceanos são grandes fontes de aproveitamento de energia renovável, sejam estas undimotrizas (ondas), maremotrizas potenciais e cinéticas, e energia das correntes marítimas. As fontes de energias oceânicas vêm sendo estudadas e difundidas, principalmente na Europa e na Ásia nas últimas quatro décadas, desde a implantação da usina maremotriz de La Rance, na França, em 1966.

A grande vantagem do aproveitamento das energias oceânicas, enfatizando aqui as maremotrizes, é sua previsibilidade. As marés são fenômenos recorrentes pela influência gravitacional da Lua para com a Terra, e sua ocorrência cíclica se dá no período de cada 12 horas e 25 minutos. Os efeitos desse fenômeno influenciam na variação da altura de nível do oceano, o que em determinados pontos do planeta chegam à ordem de até 17 metros.

Com isso, tendo a usina de La Rance como a primeira usina maremotriz de larga escala (CLARK, 2007), passou-se a aproveitar a energia potencial das marés com o uso de barragens entre o oceano e estuários. Esse aproveitamento pode ocorrer quando o volume de água do estuário vaza ao oceano durante a baixa-mar (usina de simples efeito), como também durante a preamar, com a passagem de água do oceano ao estuário e durante a baixa-mar com a vazão do estuário para o oceano, operando com duplo efeito.

As máquinas geralmente utilizadas nas usinas de maremotriz são turbinas do tipo Kaplan, Bulbo e Straflo (*straight flow* – turbina com gerador periférico). No entanto, quando a usina é

projetada para operar em duplo efeito, o projeto da turbina torna-se complexo, devido atender em condições satisfatórias os vários regimes de trabalho a que a mesma será submetida, resultando num rendimento da turbina abaixo do que o submetido como simples efeito, em ambos os sentidos de fluxo (MACINTYRE, 1983).

Cada vez mais propostas são desenvolvidas para o maior aproveitamento energético de fontes oceânicas. No caso de energia maremotriz potencial, o desenvolvimento se baseia em turbinas axiais, cuja aplicação é direcionada para baixas alturas de queda e grandes vazões.

Este trabalho apresenta a proposta de um modelo de turbina axial baseado no modelo de turbina tipo Wells composta por pás de perfil simétrico que permitem o trabalho mecânico de rotação independente do sentido do fluxo, o que a coloca como sugestão de aplicação em centrais maremotrizes com operação de duplo efeito.

Este trabalho foi motivado pelo projeto “Pesquisa e Desenvolvimento para a Implantação de uma Usina-Laboratório Maremotriz na Barragem do Bacanga” financiado pelo CNPq (projeto 555797/2010-4) entre as universidades UFMA – Universidade Federal do Maranhão e a UNIFEI – Universidade Federal de Itajubá, sendo a UNIFEI encarregada do projeto do modelo de turbina a ser utilizado na barragem do Bacanga para operação em duplo efeito.

Para o desenvolvimento do trabalho, o modelo de turbina foi projetado para ser ensaiado em banco de ensaios no LHPCH (Laboratório Hidromecânico de Pequenas Centrais Hidrelétricas) da UNIFEI. Todo o banco de ensaios foi projetado e fabricado exclusivamente para este trabalho. Um modelo computacional de mesmas dimensões foi projetado e ensaiado para a validação dos resultados obtidos nos ensaios do banco de ensaios, utilizando ferramenta de dinâmica dos fluidos computacional (CFD) Ansys CFX®.

1.2 Justificativa e relevância

A motivação para a realização desse trabalho foi de desenvolvimento de uma inovação tecnológica direcionada ao aproveitamento de uma fonte de energia, que apesar de dados históricos que remetem à idade média, ainda está em fase de conhecimento em toda a comunidade acadêmica e industrial.

Existe uma grande dificuldade em se encontrar trabalhos sobre modelos de turbinas axiais com aproveitamento hídrico em dois sentidos de fluxo, sendo praticamente nulos. A grande viabilidade é de se buscar uma mesma eficiência na conversão de energias nos com o fluxo dois sentidos.

Outro ponto de relevância desse trabalho é de estimular o assunto “energia maremotriz” entre o meio acadêmico brasileiro, onde o aproveitamento dessa forma de energia não recebe a merecida atenção, visto o potencial disponível no país. O Brasil possui uma costa litorânea banhada pelo Oceano Atlântico com extensão de 7.408 km, onde a única forma de aproveitamento de energia oceânica em análise é o de uma usina piloto instalada no Ceará, no quebra mar do Porto de Pecém, com potência instalada de 50kW (ESTEFEN, 2003).

O assunto “usina maremotriz” já foi uma vez veiculado no Brasil. No final da década de 1960 houve a implantação de uma via de acesso entre o Porto de Itaqui e o centro de São Luis – MA, sobre o rio Bacanga, onde seria instalada a primeira usina maremotriz do país. Contudo, os equipamentos para a geração de energia nunca foram instalados devido aos custos à viabilidade técnica (CHARLIER, 1997 apud FERREIRA, 2007). Há um projeto de ativação desse projeto para uma usina piloto maremotriz no estuário do rio Bacanga, em São Luis-MA, com capacidade de 7MW (SAAVEDRA, 2013).

1.3 Objetivos

A seguir serão definidos o objetivo geral do presente trabalho e também os objetivos específicos que constituem as etapas cumpridas durante o desenvolvimento deste projeto.

1.3.1 Objetivo geral

O objetivo geral deste trabalho foi de desenvolver e analisar um modelo de turbina axial composta por pás com perfil simétrico, de fluxo reversível, com foco em sua eficiência de trabalho. O modelo de turbina foi projetado para operar em condições compatíveis às de uma central maremotriz, ou seja, baixas alturas de queda e altas vazões, e considera-se operar com duplo sentido de fluxo.

1.3.2 Objetivos específicos

- Descrever o desenvolvimento e projeto de um modelo para testes;
- Analisar a eficiência do equipamento;
- Descrever o desenvolvimento de um modelo computacional para ensaios em dinâmica dos fluidos computacional (CFD);
- Analisar os resultados obtidos por ensaios na bancada de ensaios;

- Analisar os resultados obtidos por ensaios em CFD;
- Comparar os resultados obtidos em ambos ensaios em bancada e em CFD, para validação destes;
- Sugerir meios para a otimização do modelo, de acordo com as conclusões sobre os resultados.

1.4 Metodologia e Estrutura da Dissertação

O trabalho aqui apresentado foi desenvolvido baseado na metodologia apresentada abaixo:

- Inicialmente se realiza uma revisão bibliográfica sobre o assunto energia maremotriz, turbinas axiais e turbinas tipo Wells;
- Em seguida, baseado nos conceitos estudados sobre turbinas axiais e turbinas de fluxo reversível (turbinas tipo Wells) é desenvolvido e projetado o modelo de turbina para este trabalho e sua bancada de ensaios baseada nas dimensões do canal de ensaios existentes no LHPCH – UNIFEI;
- Baseado no modelo de turbina projetado, se desenvolve um modelo computacional em CFD, construído no *software* ICEM CFD, do ANSYS ® versão 14;
- Ensaia-se o modelo de turbina na bancada de ensaios, variando a vazão para cada rotação ensaiada. Os dados de entrada compõem uma tabela no programa Microsoft Excel onde são calculadas as condições de contorno e a eficiência de cada caso;
- Ensaia-se o modelo computacional no *software* ANSYS CFX 14.0®, variando a vazão para cada rotação ensaiada. Os dados de entrada compõem uma tabela no programa *Microsoft Excel* onde são calculadas as condições de contorno e a eficiência de cada caso;
- Os resultados dos ensaios em bancada de testes e em CFD são comparados para a validação do modelo de turbina proposto.

De acordo com a metodologia exposta acima, este trabalho foi estruturado em seis capítulos, distribuídos da seguinte forma:

O Capítulo 1 apresenta a justificativa e relevância do crescente interesse pelo tema, além de apresentar a definição do problema de pesquisa, a metodologia utilizada, os objetivos da dissertação e a sua organização.

No Capítulo 2 são apresentadas as citações baseadas nas referências bibliográficas estudadas para este trabalho. As citações apresentam afirmações quanto ao aproveitamento da energia maremotriz, quanto aos modelos de turbinas aplicadas em baixas-queda, e sobre ensaios

realizados em turbinas axiais por modelagem computacional (CFD). Ainda no mesmo capítulo é apresentado o estado da arte sobre as tecnologias aplicadas no aproveitamento de energia potencial maremotriz em usinas instaladas em diferentes países.

O Capítulo 3 descreve a metodologia empregada para o dimensionamento do modelo de turbina ensaiado para este trabalho. No mesmo capítulo são ainda descritos o desenvolvimento da bancada de ensaios e a metodologia dos ensaios do modelo de turbina.

O Capítulo 4 é dedicado à descrição do modelo computacional da turbina apresentada neste trabalho. São apresentados a construção do modelo de turbina, as condições e parâmetros de ensaios.

No Capítulo 5 são apresentados e discutidos os resultados obtidos dos ensaios realizados no banco de ensaios e do modelo computacional. Os resultados são comparados para fins de validação.

Por fim, o Capítulo 6 apresenta as conclusões obtidas com os resultados analisados no capítulo anterior. Recomendações e sugestões de otimização para trabalhos futuros são apresentados neste capítulo.

CAPÍTULO 2

REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

2.1 Energia maremotriz e seu aproveitamento

Os trabalhos disponíveis para pesquisa sobre energia maremotriz, no seu geral, são sobre as usinas existentes no mundo, e sobre o fenômeno astronômico que influencia na ocorrência da maré. Portanto, o material disponível para pesquisa permite a construção de um estado da arte sobre o assunto, com citações sobre as usinas em operação, sua capacidade, e suas máquinas.

Para este trabalho, o assunto sobre energia maremotriz é secundário, apesar do foco do equipamento desenvolvido para este trabalho. Não será apresentado detalhadamente o fenômeno maremotriz e suas constituintes, mas sim o funcionamento de uma usina de aproveitamento potencial dessa fonte de energia.

Alguns dos trabalhos consultados sobre este assunto são discutidos nos próximos parágrafos.

No trabalho de Guerreiro & Silva (2012) foi apresentado um panorama das fontes de energia oceânicas, sendo estas maremotriz, undimotriz e por correntes oceânicas. Neste trabalho foram apresentados pontos genéricos sobre a instalação de uma usina maremotriz, as condições oceânicas favoráveis à sua instalação, impactos ambientais e econômicos.

Em Charlier (2003), um completo trabalho sobre a fonte de energia maremotriz é apresentado. Introdutoriamente, o fenômeno maré é discutido, evidenciando o aproveitamento de sua energia potencial. Um completo equacionamento para a avaliação do potencial energético é apresentado. Ainda no mesmo trabalho é apresentado um estado da arte do aproveitamento energético das marés, apresentando casos de usinas em operação. Por fim, o trabalho descreve de forma genérica as plantas maremotrizes quanto sua localização, as formas de geração elétrica, os tipos de turbina empregados, transmissão e armazenamento, panorama econômico e os impactos ambientais.

Em seu trabalho de dissertação de mestrado, Ferreira (2007) descreve o conceito de energia maremotriz e seu aproveitamento apresentando todo o equacionamento baseado em Charlier

(2003), com um detalhado estado da arte de usinas maremotriz. O trabalho tem como objetivo o estudo de caso da barragem existente no estuário do rio Bacanga, em São Luis – MA. Apoiado em levantamentos de batimetria, previsão de maré do sítio, e com modelos de geração de energia, o autor pôde avaliar o potencial energético maremotriz aproveitável na barragem existente.

O trabalho de Lima et al, (2003) inicia com um relato histórico das usinas maremotrizes no mundo, com apresentação genérica dos casos. Focando no caso da barragem construída na barragem no estuário do rio Bacanga, em São Luis – MA, os autores apresentam a concepção do projeto, considerando o contexto histórico, político e econômico, a partir de sua revisão técnica. Em vista da atual situação da barragem, os autores fazem uma avaliação para a revitalização da barragem em questão, analisando diferentes cenários. Em sua conclusão final, devido ao baixo aproveitamento de alturas de quedas, resultado da falta de coordenação, gerenciamento e planejamento, somados à ocupação territorial às margens do estuário, a barragem poderia ainda ser aproveitada não como fonte de geração de energia elétrica, mas como uma usina piloto. Ainda quando da publicação desse trabalho, já havia grande interesse da parte da Universidade Federal do Maranhão, Governo Estadual e da Companhia Eletronorte para o aproveitamento da barragem como usina-piloto.

No estudo realizado por Xia et al (2012), alegando a grande necessidade do uso de fontes de energia renovável para vencer o uso de fontes fósseis e seus impactos no aquecimento global, os autores avaliam a energia total aproveitada pelas maremotrizes em barragens. Para tal, foram propostos dois diferentes métodos para avaliar a energia total produzida em uma barragem. Os métodos propostos são uma estimativa teórica baseada no princípio associado às hidrodinâmicas de maré, e o outro método é uma estimativa numérica baseada nas soluções obtidas através de um modelo hidrodinâmico bidimensional. Como estudo de caso, tomaram a barragem de Severn, no Reino Unido. Como resultado, demonstraram que a produção de energia pode atingir valores teóricos entre 13 e 16 TWh anuais.

2.2 Operação de uma usina maremotriz

As usinas maremotriz que utilizam da energia potencial da maré por barragem podem operar com um reservatório e com múltiplos reservatórios (JOG, 1989).

As usinas com um só reservatório operam com produção intermitente de energia, podendo ser classificadas como usina com geração por simples efeito e usina com geração por duplo efeito.

Usinas com operação em simples efeito são aquelas em que a produção de energia ocorre quando somente a água do reservatório de acumulação é aproveitada para o acionamento dos grupos geradores. Seu funcionamento é representado na Figura 2.1, onde durante a preamar as comportas são abertas permitindo que o reservatório seja preenchido. Alternativamente, pode haver o bombeamento para a otimização do armazenamento do reservatório. Durante a baixa mar, as comportas são abertas para a passagem do fluxo pelas turbinas para que haja a geração. O ciclo se repete após a próxima preamar (FERREIRA, 2007).

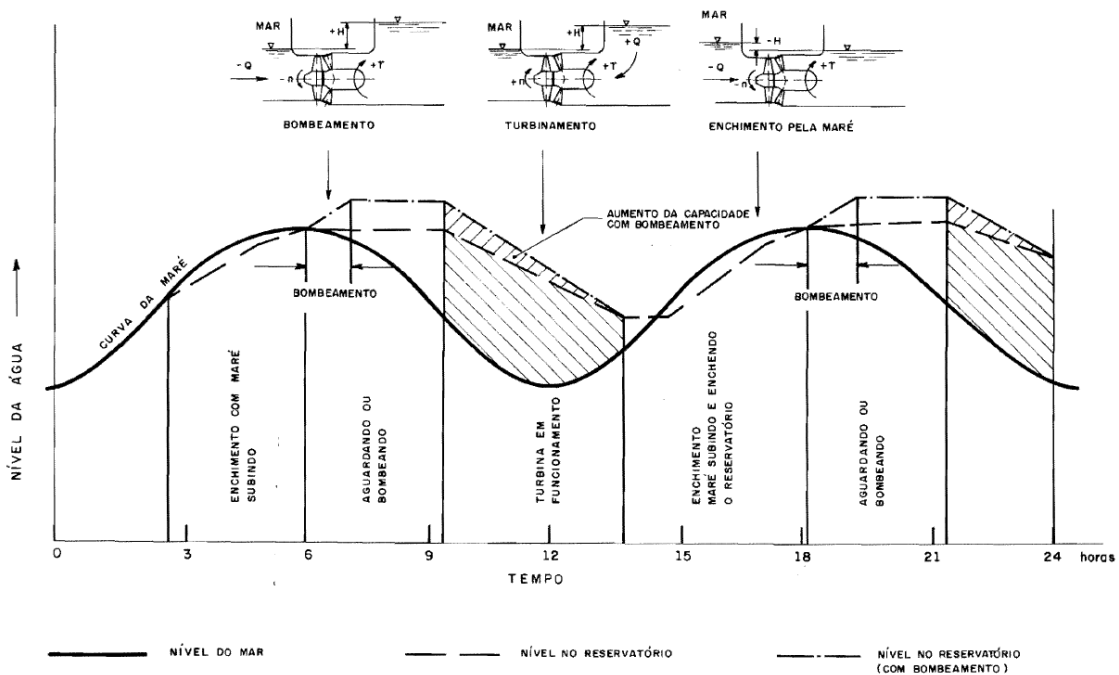


Figura 2. 1: Funcionamento de uma usina maremotriz com um reservatório operando em simples efeito.
Fonte: (MACINTYRE, 1983).

A usina maremotriz com geração por duplo efeito produz energia durante ambas as marés, enchente e vazante, ou seja, gera durante a preamar quando o oceano preenche o reservatório, e também durante a baixa mar, quando o reservatório vaza para o oceano. No caso dessas usinas, podem ser empregadas turbinas reversíveis, não-reversíveis com sistemas de canais e comportas ou ainda duas séries de turbinas não reversíveis (FERREIRA, 2007). O sistema pode ter seu rendimento otimizado fazendo com que as turbinas trabalhem em operação sem carga quando os níveis de água do oceano e do reservatório se igualam ou quando as máquinas forem usadas como bombas para aumentar ou baixar o nível do reservatório (MACINTYRE, 1983).

O funcionamento de uma usina maremotriz de único reservatório e operante em duplo efeito é mostrado na Figura 2.2. Durante a preamar, as comportas são abertas para o preenchimento do reservatório, e conseqüentemente, através passagem pela turbina inicia-se a geração. Quando o nível máximo da preamar é atingido, as comportas são fechadas e inicia-se o bombeamento para a otimização do armazenamento no reservatório. Durante a baixa-mar as comportas são abertas e as comportas para a passagem do fluxo pelas turbinas para que haja a geração. Quando o nível mínimo para a geração é atingido, as comportas permanecem abertas para o esvaziamento e é aguardado o próximo ciclo.

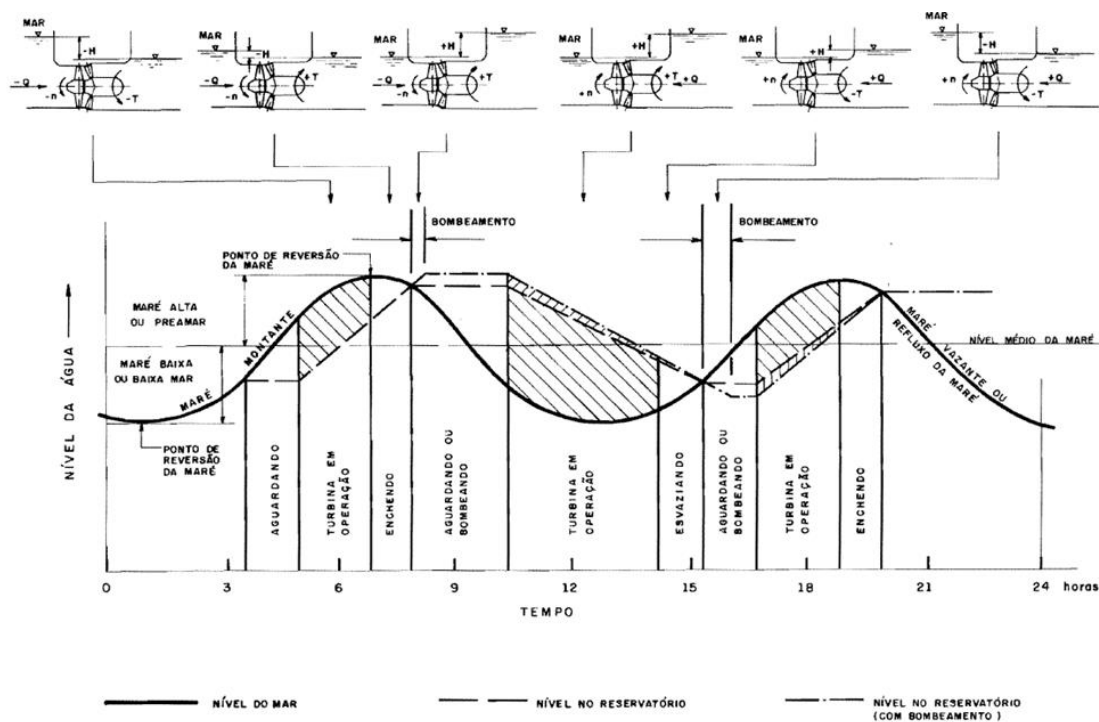


Figura 2. 2: Funcionamento de uma usina maremotriz com um reservatório operando em duplo efeito.
Fonte: (MACINTYRE, 1983).

As usinas maremotrizas de múltiplos reservatórios possuem dois ou mais reservatórios de acumulação e permitem a acumulação de água para o aproveitamento quando necessário, podendo operar como simples ou duplo efeito (JOG, 1989). Seu conceito de operação é o mesmo que das usinas reversíveis de acumulação, onde o(s) reservatório(s) de acumulação permanece(m) num nível superior e é(são) preenchido(s) por bombeamento com a água do reservatório inferior quando há sobra de energia.

2.3 Estado da arte das usinas maremotriz no mundo

A energia proveniente das marés é obtida por ciclos diários ocorridos a cada 12h25min na maior parte do globo. Existem pontos onde a altura do nível durante a preamar chegam à aproximados 15 m, como por exemplo na costa europeia do Atlântico, no estuário do Rio Severn – Grã-Bretanha, onde chega a 16,3 m (MACINTYRE, 1983). É estimado que o potencial energético global seja da ordem de 500 a 1000 TWh/ano (LIMA NETO et al, 2011), ou seja, uma valor muito considerável e atrativo para que seja voltada as atenções à essa fonte de energia renovável. A Figura 2.3 apresenta um mapa com os principais apropriados para o aproveitamento de energia maremotriz.



Figura 2. 3: Locais apropriados ao aproveitamento de energia maremotriz, com alturas de maré superior a 5 m. Fonte: (FERREIRA, 2007).

Segundo registros históricos, moinhos já eram utilizados através do aproveitamento das marés pelos habitantes da costa do Atlântico Norte desde o início da Idade Média. No entanto a primeira usina maremotriz do mundo foi inaugurada em 1966 no estuário do Rio Rance, na França. Sua amplitude de maré alta é de 13,4 m durante o equinócio de primavera (JOG, 1989).

Atualmente diferentes tecnologias vêm sendo estudadas e empregadas para o aproveitamento da energia das marés, tanto potencial quanto cinética. Desde usinas construídas em barragens, onde se aproveita a energia potencial da variação de altura de nível das marés, quanto o uso de turbinas submersas, onde se aproveita a energia cinética das marés.

2.3.1 Usina Maremotriz de Rance

A primeira usina maremotriz do mundo foi construída em 1966 no estuário do rio Rance, entre Saint-Malo e Dinard, na França. A escolha pelo sítio teve como fundamento ser uma região com marés medias de 11,4 m, atingindo o máximo de 13,5 m.

A construção possibilita o represamento de um volume muito grande, de 184.000.000 m³, entre os níveis das mais altas e das mais baixas mares. A vazão do rio chega aos valores de cerca de 15.000 m³/s, chegando a 18.000 m³/s nos períodos de cheias (MACINTYRE, 1983).

A barragem é composta por uma eclusa, a usina, um dique de fechamento e uma barragem móvel. A usina, propriamente dita, tem extensão de 386 metros de comprimento, onde estão localizados os 24 grupos geradores. Em seguida, um dique de 164 metros realiza o fechamento da usina até a ilha Chalibert. Na margem direita, está localizada uma barragem móvel de 115 metros composta de seis vertedouros-orifícios dotados de comportas tipo vagão de 15 x 10 metros. A capacidade de vertimento para um desnível de 1 metro entre o mar e o reservatório é de cerca de 5.000 m³/s (FERREIRA, 2007).

Cada grupo gerador tipo bulbo possui 4 pás de passo regulável com diâmetro de 5,35 m e trabalha à rotação de 94 rpm, possuindo distribuidor com 24 pás moveis. O bulbo é fixado ao maciço de concreto por pás pré-diretrizes em numero de 12. Cada grupo possui 10.000 kW, fazendo da planta com a capacidade de geração de 240 MW (CLARK, 2007).

A usina de Rance é do tipo de reservatório único e de duplo efeito, com bombeamento.



Figura 2. 4: Usina maremotriz de Rance. Fonte: (<http://www.thegreenage.co.uk/greencommercial/tidal-energy/rance-tidal-power>; acessado em 01/11/2012).

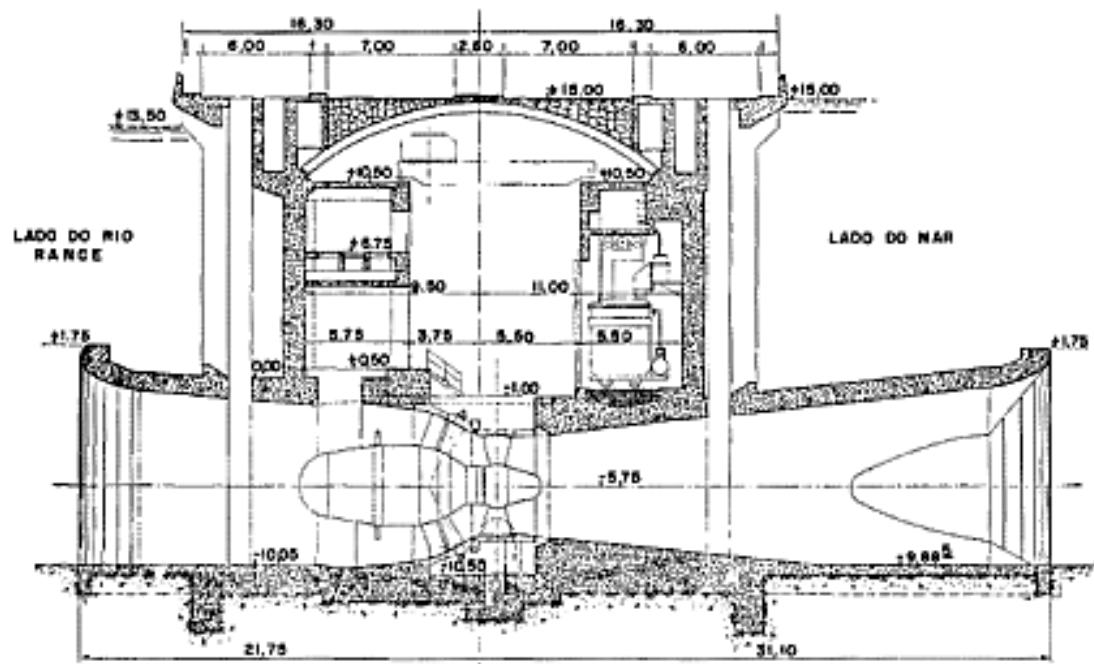


Figura 2. 5: Vista lateral da planta da usina maremotriz de Rance. Fonte: (MACINTYRE, 1983).

2.3.2 Annapolis Royal Tidal Power Plant

A usina de Annapolis Royal está localizada no rio Annapolis, afluente da baía de Fundy, numa área de 0,08 km², em Nova Escócia, Canadá, e é a única usina de maremotriz localizada na América do Norte.

Sua barragem e vertedouro estão instalados a partir da ilha Hog e foram construídos, na década de 1960, para a proteção de áreas agrícolas sujeita a inundações provocadas pela maré. As alturas de marés no local variam entre 4,4 e 8,7 m e a sua potência nominal é de 20 MW. A barragem de enrocamento tem 225 m de comprimento, 60 m de largura e 18 m de largura da crista. O vertedouro possui duas comportas de 9,2 m x 7,3 m e uma passagem para peixes com 3 m de largura por 7,3 m de altura, numa elevação de 1,83 m acima das comportas. A capacidade de vertimento, nas marés baixas, é de 500 m³/s pelo vertedouro e de 80 m³/s pela passagem dos peixes (ELETROBRÁS, 1981 apud FERREIRA, 2007).

A planta possui apenas um conjunto gerador tipo Straflo com eixo horizontal de 7,6 m de diâmetro que opera em simples efeito. A capacidade da usina é de 18 MW, com geração de aproximadamente 30 GWh/ano, e tem uma vazão média de 408 m³/s.



Figura 2. 6: Vista aérea da usina maremotriz de Annapolis. Fonte: (<http://www.thecanadianencyclopedia.com/articles/tidal-energy>; acessado em 13/11/2012).

2.3.3 Jiangxia Tidal Power Plant

O Jiangxia Tidal Power Station é a terceira maior central maremotriz do mundo, localizado no Wuyantou, Wenling City, Província de Zhejiang, na China. Embora o projeto proposto para a instalação foi de 3.000 kW, gerada em operação de duplo efeito, inicialmente a partir de uma única unidade de 500 kW em 1980, posteriormente em 1984 foi adicionada uma unidade de 600 KW, sendo estas dois modelos bulbo de geração hidráulica operando a 118 rpm para o gerador sincronizado de 500 rpm, e em 1985 foram adicionadas mais três unidades de mesmo modelo operando a 125 rpm com capacidade de 700 kW, totalizando a capacidade instalada para 3.200 kW. Foram feitas propostas para instalar uma sexta unidade de 700 kW, mas isto ainda não foi instalado. O alcance máximo de maré no estuário é 8,4 m.



Figura 2. 7: Usina maremotriz de Jiangxia. Fonte: (<http://en.sidri.com/ProjectsInfo.aspx?cid=6&nid=25>; acessado em 13/11/2012).



Figura 2. 8: Rotor de uma das turbinas da usina de Jiangxia. Fonte: (<http://www.hj1956.com/en/p34.html>; acessado em 13/11/2012).



Figura 2. 9: Conjunto gerador de 700 kW da usina de Jiangxia. Fonte: (<http://www.hj1956.com/en/p34.html>; acessado em 13/11/2012).

2.3.4 Kislaya Guba Tidal Power Plant

A usina experimental de Kislaya Guba entrou em operação no final de 1968, com uma unidade de turbina tipo Bulbo com capacidade de 400 kW na embocadura de uma pequena baía, 100 km ao norte de Murmanski, na costa do mar de Barents (Russia).

O projeto da usina piloto foi desenvolvido para a baía de Kislaya, empregando turbinas bulbo de eixo horizontal instaladas em caixões de concreto armado. A escolha do local foi condicionada à pequena largura da baía, entre 30 e 50 m, com o propósito de reduzir as obras civis, uma vez que se tratava de uma usina piloto. A altura de marés neste local varia entre 1,1 e 3,9 m e a área do reservatório formado é de 1,1 km², possuindo profundidade média de 3 m e duas grandes depressões de 36 m, que permitem um razoável volume de armazenamento.

Embora o potencial teórico da baía de Kislaya tenha sido estimado em 2 MW para a maré média de 2,3 m, das 5 unidades de 400 kW previstas, somente uma foi instalada, pois os engenheiros russos consideravam suficiente para fins experimentais da usina piloto. Após ser fechada num período de dez anos, a antiga unidade de geração de 0,4 MW francesa foi desligada e logo em seguida instalou-se primeiro um gerador de 0,2 MW, e em 2007 outro de 1,5 MW.



Figura 2. 10: Usina maremotriz de Kislaya Guba. (Fonte: http://www.icit.hw.ac.uk/student_project/sweyn6.htm; acessado em 13/11/2012).

2.3.5 Sihwa Lake Tidal Power Plant

A planta está localizada no Sul Coreia do Sul, com custo estimado entre US\$ 300 - 400 milhões. Composta de 10 turbinas bulbo de 7,5 m de diâmetro e rotação de 64 rpm com capacidade de 25,4 MW cada, totalizando uma geração equivalente a 254 MW, potência suficiente para abastecer a cidade vizinha de Ansan. A amplitude média de marés é de 5,6 metros e pode atingir máxima de 7,8 metros.



Figura 2. 11: Usina maremotriz de Sihwa Lake. (Fonte: <http://www.alternativeconsumer.com/2008/06/12/alternative-energy-solution-tidal-power-plant/>; acessado em 06/03/2014).

Em adição aos sítios com usinas maremotriz por barragem aqui descritos, outras localidades vêm sendo investigadas para a implantação de potenciais usinas por aproveitamento dessa

fonte de energia. A Tabela 2.1 apresenta alguns destes potenciais sítios para aproveitamento de energia maremotriz:

País	Localidade	Varição da maré (m)	Área do reservatório (km ²)	Capacidade instalada (MW)	Geração anual aproximada (TWh/ano)	Fator de carga anual da usina (%)
Argentina	San José	5,8	778,0	5040,0	9,4	21,0
	Golfo Nuevo	3,7	2376,0	6750,0	16,8	29,0
	Rio Deseado	3,6	73,0	180,0	0,5	28,0
	Santa Cruz	7,5	222,0	2420,0	6,1	29,0
	Rio Galegos	7,5	177,0	1900,0	4,8	29,0
Austrália	Secure Bay	7,0	140,0	1480,0	2,9	22,0
	Walcott Inlet	7,0	260,0	2800,0	5,4	22,0
Canadá	Cobequid	12,4	240,0	5338,0	14,0	30,0
	Cumberland	10,9	90,0	1400,0	3,4	28,0
	Shepody	10,0	115,0	1800,0	4,8	30,0
E.U.A.	Passamaquoddy	5,5				
	Knik Arm	7,5		2900,0	7,4	29,0
	Tuenagain Arm	7,5		6500,0	16,6	29,0
Índia	Golfo de Kutch	5,0	170,0	900,0	1,6	22,0
	Golfo de Khambat	7,0	1970,0	7000,0	15,0	24,0
Coréia do Sul	Garolim	4,7	100,0	400,0	0,8	24,0
	Cheonsu	4,5			12,0	
México	Rio Colorado	6-7			5,4	
Reino Unido	Severn	17,0	520,0	8640,0	17,0	23,0
	Mersey	6,5	61,0	700,0	1,4	23,0
	Duddon	5,6	20,0	100,0	0,2	22,0
	Wyre	6,0	5,8	64,0	0,1	24,0
	Conwy	5,2	5,5	33,0	0,1	21,0
Russia (Fed.)	Mezen	6,7	2640,0	15000,0	45,0	34,0
	Tugur	6,8	1080,0	7800,0	16,2	24,0
	Penzhinsk	11,4	20530,0	87400,0	190,0	25,0

Tabela 2. 1: Principais sítios com para aproveitamento de energia maremotriz (Fonte: WEC, 2004 apud FERREIRA, 2007).

2.4 Maremotriz no Brasil

O Brasil é um país conhecido pela sua extensão, sendo o quinto maior país em área territorial. Sua costa litorânea banhada pelo Oceano Atlântico possui 7408 km de extensão. No entanto as regiões com maior propensão para o aproveitamento de energia potencial das marés se encontra ao norte e nordeste, mais precisamente nos Estados do Amapá, Maranhão e Pará, onde se observam as maiores amplitudes (FERREIRA & ESTEFEN, 2008).

Apesar da grande extensão da costa, para que haja o aproveitamento da energia potencial é necessário que haja uma variação de altura de maré considerável ao aproveitamento, e também condições geomorfológicas apropriada para a aplicação de barragem e reservatório, principalmente pelo aproveitamento de algum estuário. Em mar aberto a amplitude máxima

das marés não chega a 1 m, portanto é necessário que haja a condição de afunilamento à medida que se aproxima da costa, para que as amplitudes das marés sejam incrementadas devido a efeitos de reflexão e ressonância causados pela geometria da costa (NETO et al, 2011).

O litoral da cidade de São Luis - MA possui amplitudes de maré da ordem de até 7 m de altura. Sua região mais propícia ao aproveitamento da energia potencial de marés se encontra no estuário do rio Bacanga, onde uma barragem já foi construída.

A barragem sobre o rio Bacanga foi construída em 1968 e teve como principal objetivo diminuir a distância da capital São Luís ao porto de Itaqui (MA). O aproveitamento da energia das marés foi vislumbrado na época da construção da barragem, em função da construção da usina de La Rance ocorrida na França em 1966. Entretanto, face aos custos e à viabilidade técnica, os equipamentos para a geração nunca foram instalados. Segundo (CHARLIER, 1997 apud FERREIRA, 2007), se a usina de Bacanga fosse implementada como planejado, ela seria a segunda maior do mundo.

Contudo, devido a não utilização da barragem de forma adequada, permitiu a partir da década de 1970 a ocupação urbana desordenada na área ao redor do reservatório. Atualmente, o grau de assoreamento e de degradação dos componentes hidromecânicos da barragem torna em situação muito crítica um possível aproveitamento deste estuário para fins de geração de energia elétrica.

Atualmente há estudos para transformá-la em uma usina piloto. De acordo com (LIMA NETO et al, 2011), os principais motivos que justificam a implantação da usina piloto no Bacanga “*destaca-se a oportunidade de impulsionar o desenvolvimento tecnológico e humano visando-se outros projetos maremotrizes no Brasil*”. Outra razão a ser considerada é a de aproveitar uma estrutura já existente, edificada com o propósito de geração de energia elétrica, e aproveitar um potencial energético do qual não são todos os lugares da costa que têm esta mesma sorte.

O presente trabalho foi motivado pelo projeto de pesquisa e desenvolvimento intitulado “Pesquisa e Desenvolvimento para a Implantação de uma Usina-Laboratório Maremotriz na Barragem do Bacanga” financiado pelo CNPq (projeto 555797/2010-4) entre as universidades UFMA – Universidade Federal do Maranhão e a UNIFEI – Universidade Federal de Itajubá, o qual teve por finalidade revitalizar a barragem existente sobre o rio Bacanga para a implantação dessa usina piloto para fins acadêmicos.

A Figura 2.15 mostra uma vista aérea do estuário do Bacanga. No lado esquerdo está a cidade de São Luís, onde a ocupação urbana pode ser observada.



Figura 2. 12: Estuário e barragem de Bacanga em São Luís do Maranhão. Fonte: (Google Earth).

2.5 Turbinas aplicadas às usinas maremotrizes

Os tipos de turbina mais comumente aplicados às usinas maremotriz com barragem são as turbinas tipo Kaplan, tipo Bulbo e a tipo Straflo. Essas turbinas são turbinas de reação, tipo hélice aplicadas em fluxo axial. Em geral, as turbinas axiais são aplicadas em situações de baixas quedas e altas vazões.

2.5.1 Turbina Kaplan

A turbina Kaplan é uma turbina axial de reação, na qual o fluxo d'água tem direção radial no distribuidor, aproximadamente axial na entrada do rotor (NBR 6445, 1987). É um tipo de turbina tipo hélice que permite a variação de ângulo de suas pás, conforme a vazão, sem variação apreciável do rendimento. Esse mecanismo fica alojado dentro de sua ogiva e seu comando é realizado pelo regulador automático de velocidade.

A Figura 2.13 apresenta uma turbina tipo Kaplan de eixo vertical e seus componentes mecânicos, sendo estes: 1- eixo da turbina; 2- mancal de escora; 3- revestimento do poço; 4- mancal de guia; 5- mecanismo de acionamento das palhetas diretrizes; 6- tampa da turbina; 7- rotor Kaplan; 8- palheta diretriz; 9- pré-distribuidor; 10- anel inferior; 11- aro da câmara do rotor; 12- tubo de sucção; caixa semi-espiral; 14- servomotor e 15- anel de regulação.

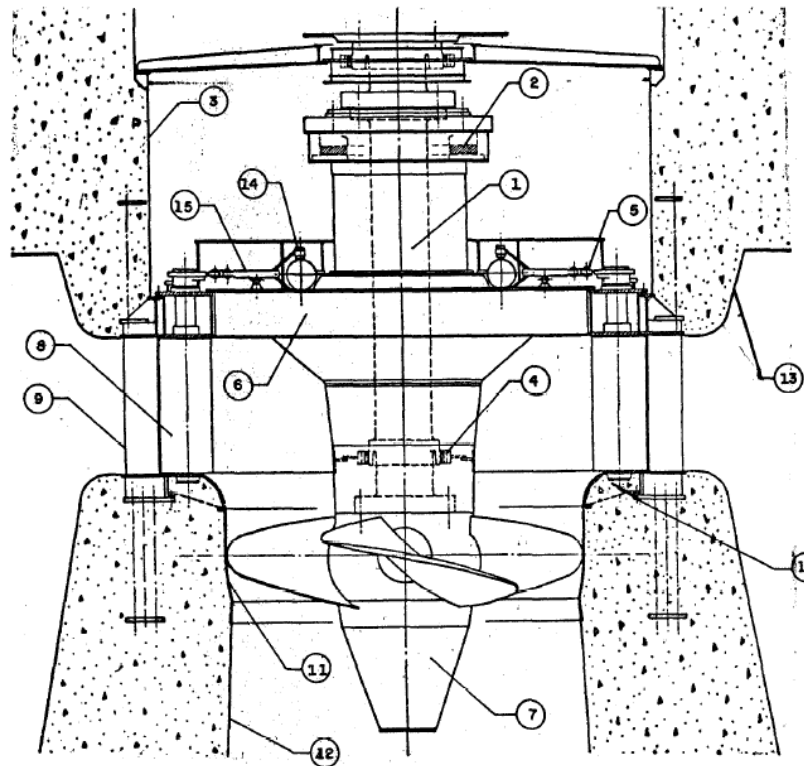


Figura 2. 13: Turbina tipo Kaplan. Fonte: (NBR 6445, 1987).

2.5.2 Turbina tipo Bulbo

É uma turbina de reação, na qual o fluxo d'água penetra axialmente no distribuidor e no rotor, estando o gerador contido em bulbo, diretamente imerso no fluxo (NBR 6445, 1987). Seu rotor é semelhante ao rotor da turbina Kaplan, e o gerador é protegido no interior do bulbo de aço contra a ação da água (CLARK, 2007). Este modelo de turbina é montado com seu eixo na posição horizontal.

A Figura 2.14 mostra uma turbina tipo Bulbo e seus componentes mecânicos, sendo eles: 1- eixo da turbina; 2- mancal de escora; 3- mancal de guia; 4- vedação do eixo; 5- mecanismo de acionamento das palhetas diretrizes; 6- palheta diretriz; 7- aro da câmara do rotor; 8- tubo de sucção; 9- bulbo; 10- gerador; 11- rotor hélice ou Kaplan e 12- poço de acesso.

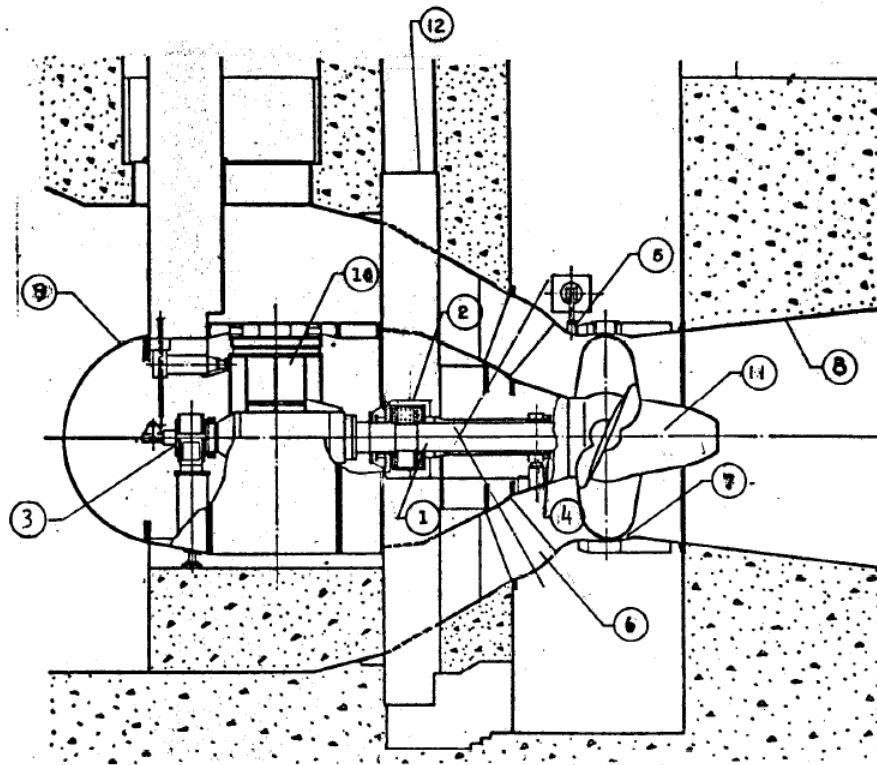


Figura 2. 14: Turbina tipo Bulbo. Fonte: (NBR6445, 1987).

2.5.3 Turbina tipo Straflo

A palavra Straflo deriva de *Straight Flow*, e é uma turbina de reação, na qual o fluxo d'água penetra axialmente no distribuidor e no rotor, estando o rotor do gerador diretamente ligado à periferia do rotor da turbina (NBR 6445, 1987).

A turbina tipo Straflo é também conhecida como turbina periférica, devido o seu gerador ser montado num aro fixo perifericamente às pás do rotor (CLARK, 2007). O seu rotor pode possuir pás de passo variável, tal qual às da turbina Kaplan.

Em (MACINTYRE, 1983) são apresentados ainda algumas vantagens quanto ao uso de turbina tipo Straflo aplicadas em baixas quedas, em especial, às maremotrizes:

- o diâmetro do gerador elétrico chega a ser 50% maior que o possível com o grupo Bulbo, o que permite rotação mais baixa, favorecendo o aumento da faixa de operação e melhorando as condições de desempenho, isto é, a obtenção de maior potência, melhor fator de capacidade, maior fator de potência reativa e também mais eficiente refrigeração da máquina;
- o momento de inércia dinâmica, é favorável à regularidade de funcionamento com o gerador interconectado numa rede de distribuição em malha;

- é possível o emprego de máquinas de maior potencia colocados num dado espaço, o que reduz o numero de unidades e favorece o investimento.

A Figura 2.15 apresenta uma turbina tipo Straflo e seus componentes mecânicos, sendo: 1- revestimento do poço; 2- mecanismo de acionamento das palhetas diretrizes; 3- rotor hélice ou Kaplan; 4- palheta diretriz; 5- tubo de sucção e 6- poço de acesso.

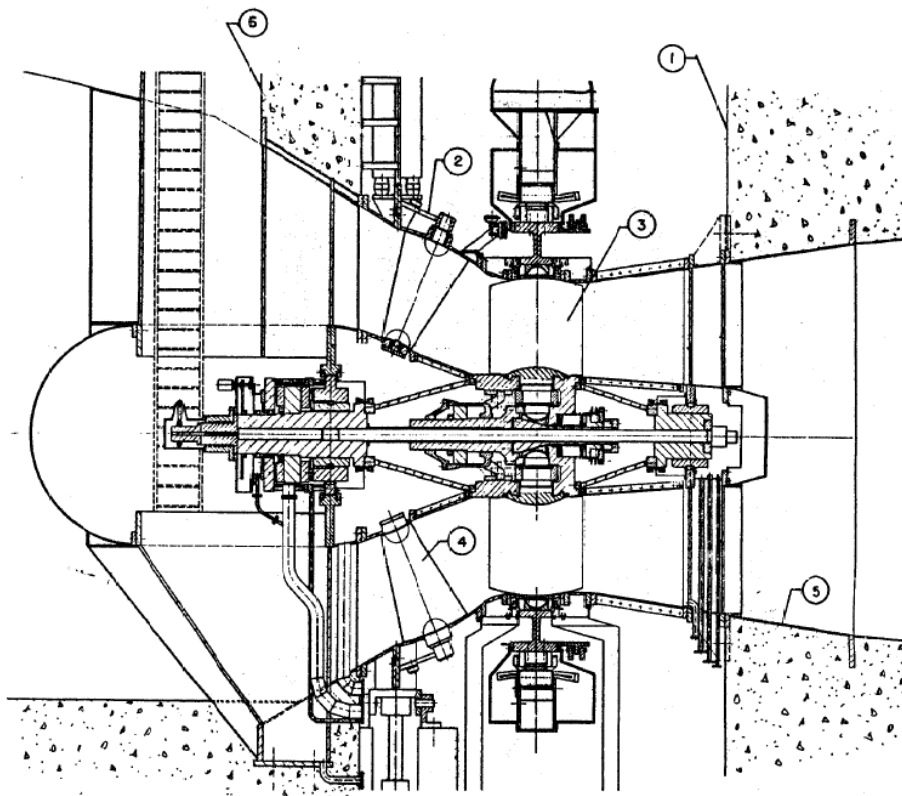


Figura 2. 15: Turbina tipo Straflo. Fonte: (NBR6445, 1987).

Figura 2.15

2.6 Turbinas axiais de fluxo reversível

Trabalhos apresentando conceitos de turbinas de fluxo reversível aplicados à hidráulica são raros. Basicamente todos os trabalhos pesquisados sobre este assunto são baseados em máquinas aplicadas ao uso de turbinas de fluxo reversível operadas com ar.

A turbina desenvolvida neste trabalho foi baseada no conceito da turbina tipo Wells, comumente utilizada em centrais de coluna de água oscilante. Sobre este assunto é muito comum achar trabalhos de pesquisa sobre eficiência da máquina, projetos de otimização, e uma vasta quantidade de releituras de trabalhos já realizados.

Em (SOUZA, 2011a) o autor apresenta os conceitos gerais de máquinas de fluxo, muito importantes para este trabalho. Desde os conceitos de dinâmica de fluxo centrado nos tipos de

escoamento e equações da continuidade à teoria da asa de sustentação que foi de suma importância para o perfil simétrico adotado para este trabalho. Demais assuntos abordados no mesmo trabalho foram de grande importância no desenvolvimento desta dissertação, tais como cavitação e modelagem computacional por dinâmica dos fluidos computacional.

Em (SOUZA, 2011b) detalha o projeto turbinas hidráulicas axiais. O capítulo 4 desse trabalho, sobre o projeto do rotor, é de suma importância para o desenvolvimento e projeto do modelo de rotor descrito neste trabalho de dissertação. Nele são descritos equacionamentos para a determinação de características tais como perfis, dimensões, número de pás, forças e empuxo axial e algoritmos para cálculo hidrodinâmico do rotor.

No trabalho de (SARMIENTO, 2013), a autora apresenta uma metodologia de projeto aerodinâmico que resulta uma geometria de um rotor axial reversível e posteriormente determina as suas características de desempenho utilizando técnicas de dinâmica dos fluidos computacional. Apesar de sua aplicação ser direcionada à ventiladores de jato de túneis rodoviários, sua metodologia empregada para a obtenção da geometria do rotor axial reversível permite comparações para o rotor aplicado para o projeto de um rotor de fluxo reversível a ser usado em maremotriz.

2.6.1 Turbina tipo Wells

O rotor de turbina tipo Wells foi criado por Alan Arthur Wells, professor da Queen's University of Belfast no início da década de 1970. Este modelo de turbina é comumente utilizado em centrais de coluna de água oscilante – CAO (BUDERKIN & CROSSLAND, 2007).

Uma central CAO funciona da seguinte forma, conforme ilustrado na Figura 2.16: as ondas do mar ao chocarem contra a costa (1), onde se encontra a usina, comprime o ar de dentro da câmara de ar (2). O ar então é empurrado contra o canal onde se encontra a turbina (3), ocasionando o movimento de rotação do rotor (4). Quando a onda se retrai, o ar é então succionado de fora para dentro à partir do canal de saída do ar após a turbina, fazendo com que passe de novo pelo rotor, agora em direção contrária, porém mantendo o movimento de rotação do rotor.

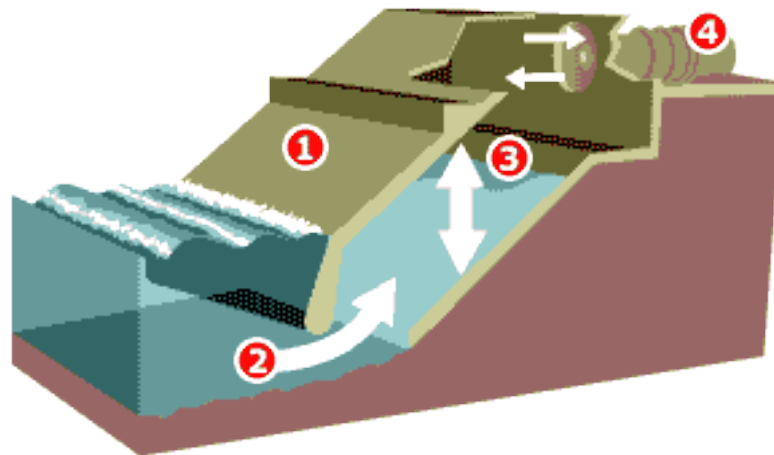


Figura 2. 16: Exemplo de usina de coluna de água oscilante. Fonte: (<http://www.cyberphysics.co.uk/topics/energy/OCWwave.gif>, acessado em 13/03/2014).



Figura 2. 17: Usina CAO de Picos, arquipélago de Azores – Portugal. Fonte: (<http://learning.media.mit.edu/seed/wave%20energy/LIMPET.jpg>, acessado em 13/03/2014).

As turbinas Wells são turbinas axiais que possuem um conjunto de pás radialmente fixado com secções constantes construídas por um tipo de perfil hidrodinâmico simétrico tipo NACA 00xx posicionado a 90° ao eixo do rotor, no plano de rotação normal ao fluxo incidente (RAGHUNATHAN, 1995). A força tangencial do rotor funciona apenas em uma direção, embora o fluxo de ar seja oscilante, conseqüentemente, a turbina gira no mesmo sentido, sem retificar válvulas para corrigir o fluxo oscilante e produz energia, independentemente do modo como o ar está fluindo (DHANASEKARAN & GOVARDHAN, 2005).

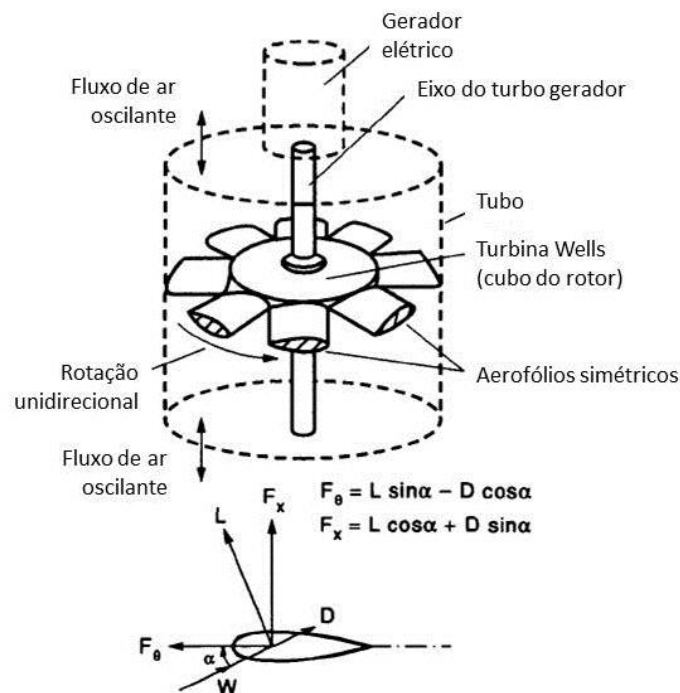


Figura 2. 18: Turbina tipo Wells. Fonte: (RAGHUNATHAN, 1995).

De acordo com (RODRIGUEZ, 2009), muitos estudos já realizados sobre as propriedades da turbina Wells sobre a sua baixa eficiência durante o movimento de inalação, baixas características de arranque e alto ruído de funcionamento. Alguns trabalhos sugerem que adicionar as palhetas diretrizes (DARABI & PORIAVALI, 2007) e/ou variar o ângulo de ataque das pás (turbinas de passo variável) (GARCIA, 2008).

Embora turbina Wells ter sido desenvolvida para ser utilizada em fluxo de ar, a sua forma simétrica permite ser usada no fluxo de água. Em Soons (2006), o autor assume que a principal diferença é a densidade da água, que é aproximadamente 800 vezes maior. Ainda em seu artigo, ele observa que a distribuição da pressão sobre as lâminas devem evitar a região de cavitação.

Em Raghunathan (1995) o autor faz um completo trabalho sobre as características dimensionais para um rotor tipo Wells quanto ao seu funcionamento. Detalhes bastante importantes ao projeto de uma turbina aplicada às centrais de coluna de água oscilante são apresentados pelo autor em seu trabalho, o qual serviu de referência para muitos outros autores do mesmo assunto. Os detalhes discutidos neste trabalho apresentam conceitos e equacionamentos para o cálculo de fator de solidez entre as pás, relação de diâmetros entre o diâmetro externo das pás e diâmetro do cubo, relação de aspecto, relação de folga das extremidades, relação de espessura do perfil simétrico (aerofólio), posição das pás, turbulência da entrada, o efeito do fluxo bidirecional, velocidade crítica e efeitos de escala.

No mesmo trabalho, o autor ainda faz um estudo sobre turbinas Wells de pás duplas, quanto ao seu desempenho.

No trabalho de Setogushi et al (2003) os autores ensaiam um modelo de turbina tipo Wells com variação do ângulo de ataque de -4, -2, 0, +2 e +4 graus. Os ensaios foram realizados em duas etapas diferentes: uma utilizando distribuidores e outra sem o uso de direcionadores de fluxo. Tal ensaio foi realizado para buscar um aumento no desempenho da turbina, visto que há uma diferença nas eficiências durante o processo de compressão quanto ao de sucção do ar na câmara, visto que a eficiência do segundo caso é bem menor. Em sua conclusão, os autores determinam que o ângulo ótimo ensaiado é o de 2°, com ou sem o uso de aletas direcionadoras de fluxo.

No trabalho de Tease (2003) o autor descreve uma investigação teórica e experimental sobre o desempenho aerodinâmico de uma turbina Wells com variação de passo das pás (variação do ângulo de ataque). Em seu trabalho, os ângulos ensaiados variam entre 0 e 30° na avaliação teórica e entre 0 e 32° na avaliação experimental. Em suas conclusões o autor ainda ressalta que a variação do ângulo de ataque máximo das pás podem ser limitados a + ou - 30° sem consideráveis perdas de performance.

CAPÍTULO 3

DESENVOLVIMENTO E PROJETO DO MODELO DE TURBINA, BANCADA DE ENSAIOS E METODOLOGIA DOS ENSAIOS EXPERIMENTAIS

3.1 Modelo de turbina

3.1.1 Desenvolvimento do modelo de turbina

O modelo de turbina desenvolvido para este trabalho é baseado na turbina tipo Wells. O conceito se aplica em uma turbina axial de fluxo reversível a operar em centrais maremotriz de duplo efeito. Turbinas axiais são direcionadas a operar em condições de baixa queda e alta vazão, o que justificaria um estudo sobre este modelo de turbina proposto em maremotrizes.

Para o desenvolvimento do projeto do modelo foram considerados conceitos estudados e apresentados em trabalhos sobre a otimização do modelo de Wells e demais parâmetros relacionados ao dimensionamento de rotores axiais tipo hélice. Além dos conceitos de turbo máquinas hidráulicas, outro fator importante para o dimensionamento do modelo foram as dimensões disponíveis de tubulação do canal existente no laboratório onde o modelo seria ensaiado.

O Laboratório Hidromecânico para Pequenas Centrais Hidrelétricas (LHPCH) foi inaugurado em 1985 nas dependências da antiga Escola Federal de Engenharia de Itajubá (EFEI), atual UNIFEI. Desde sua inauguração, o LHPCH desenvolve pesquisa na área de turbo máquinas hidráulicas, através de vários convênios com empresas públicas e privadas em que recebem equipamentos convencionais e não-convencionais para micro centrais hidrelétricas.

O primeiro fator determinante para o projeto seria o diâmetro da tubulação do canal. O canal escolhido para a instalação da bancada de ensaios possui tubulação de 8 polegadas em tubos de Schedule 40 (diâmetro externo nominal de 219,08 mm e parede de 8,18 mm). O segundo fator do qual havia sido decidido de que o rotor deveria estar visível durante o ensaio, gerando a opção de que o conduto onde o modelo de turbina fosse montado seria de material acrílico.

O tubo de acrílico escolhido tem diâmetro externo de 200 mm com parede de 5 mm, resultando no diâmetro externo de 190 mm. Dessa maneira foi determinado que o diâmetro externo do rotor teria 188 mm, permitindo a folga de 1 mm de folga com a parede do tubo.

Dentre as considerações aplicadas ao dimensionamento de uma turbina tipo Wells, (SOONS, 2006) relacionou-os em um estudo baseado no trabalho de Raghunathan (1995) e no trabalho de T. Basse “T. Basse’s Wave Turbine” (1991), os quais foram levados em conta no presente modelo de turbina. Os parâmetros apresentados nesses trabalhos são:

Coefficiente de solidez do rotor (σ): é a medida do bloqueio do fluxo pela turbina. Essa medida também é relacionada à interferência entre as pás. O aumento da solidez tem um efeito negativo na eficiência, o qual é causado pelo aumento das perdas da energia cinética na saída, associado aos vórtices. Em Raghunathan (1995) é apresentado que as perdas na eficiência ocorrem para $\sigma > 0,5$. Em Dhanasekaran & Govardan (2005), a solidez adotada é de $\sigma = 0,6$, e em Setogushi et al (2003), o valor adotado é de $\sigma = 0,75$. No presente trabalho, o valor de solidez adotado é de $\sigma = 0,6$.

O coeficiente de solidez do rotor σ é calculado pela Equação 3.1 (GARCÍA, 2008):

$$\sigma = \frac{2 z c}{\pi D_e (1 + h)} \quad (\text{Equação 3.1})$$

Onde:

- z : número de pás;
- c : comprimento de corda das pás [m];
- h : relação entre o diâmetro do cubo e o diâmetro externo.

Relação entre diâmetros (h): é a razão entre os diâmetros do cubo e externo às pás do rotor. Uma diminuição do valor da relação entre diâmetros pode gerar um disparo precoce e favorecer à diminuição da eficiência aerodinâmica. Em Soons (2006), o valor recomendado baseado em ensaios de modelo reduzido é de $h = 0,6$.

A relação entre diâmetros h é calculada pela Equação 3.2 (TEASE, 2003):

$$h = \frac{D_c}{D_e} \quad (\text{Equação 3.2})$$

Onde:

- D_c : diâmetro do cubo [m];

- D_e : diâmetro externo do rotor [m].

Relação de aspecto (RA): a redução da relação de aspecto tem como efeito principal aumentar as eficiências de adiamento de *stall*. Isto está associado com o efeito de alívio obtido nas pás, devido ao aumento relativo do fluxo de massa através da ponta. Em Raghunathan (1995) a relação de aspecto $RA = 0,5$ é recomendada no projeto de turbinas.

Relação de espessura do aerofólio: o efeito da proporção de espessura sobre o desempenho aerodinâmico das pás de aerofólio não pode ser separada do efeito do número de Reynolds (RAGHUNATHAN, 1995). Não há conexão clara e direta entre a espessura do aerofólio e a eficiência. Testes em escalas reduzidas indicam que os perfis de aerofólio de 20% da espessura são mais adequados para o melhor desempenho.

A maior parte dos estudos realizados em turbinas tipo Wells consideram aerofólio perfis NACA 0012, NACA 0015, NACA 0018 e NACA 0021 (MOHAMED et al, 2011). Os perfis aerodinâmicos padrão NACA (National Advisory Committee for Aeronautics) foram desenvolvidos para aplicações aeroespaciais, com dados confiáveis de coeficientes de arraste e sustentação obtidos em laboratório. Para os perfis NACA 00XX, os dois últimos dígitos significam a porcentagem da espessura da pá em relação ao comprimento da corda.

O perfil NACA00xx é calculado pela Equação 3.3 (MOHAMED et al, 2011):

$$y = \frac{t}{0,2} c \left[0,2969 \sqrt{\frac{x}{c}} - 0,1260 \left(\frac{x}{c}\right) - 0,3516 \left(\frac{x}{c}\right)^2 + 0,2843 \left(\frac{x}{c}\right)^3 - 0,1015 \left(\frac{x}{c}\right)^4 \right] \quad \text{(Equação 3.3)}$$

Onde:

- c : comprimento da corda [m];
- x : posição no decorrer do comprimento da corda, de 0 até o comprimento c ;
- y : valor da espessura para dado valor de x (da linha de centro até a superfície) e
- t : é a espessura máxima dada pela fração da corda (os dois últimos dígitos do perfil divididos por 100).

Assim como em Mohamed et al (2011), Parisi & Oliveira (2013) avaliaram os perfis NACA 0012, NACA 0015, NACA 0018 e NACA 0021, atentando suas eficiência. Em seu trabalho

foi considerado a relação entre os coeficientes de arraste e sustentação, e conforme ensaiado através do *software XLF5*, pôde-se concluir que o perfil NACA 0015 como a melhor opção. A Figura 3.1 apresenta a representação de um perfil NACA 0015, enquanto a Figura 3.2.a representa os coeficientes de sustentação e arrasto entre os perfis avaliados em função do ângulo de ataque e a razão entre os coeficientes de arrasto e sustentação. Na mesma figura pode-se visualizar a superioridade do perfil NACA 0015 em relação aos demais. As Figuras 3.2.b e 3.2.c apresentam os coeficientes de sustentação e arrasto com a variação do ângulo de ataque do escoamento contra à pá para o perfil NACA 0015.

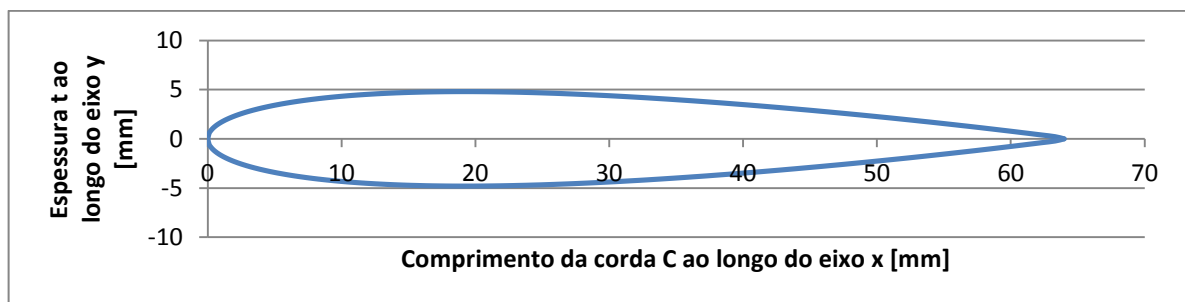
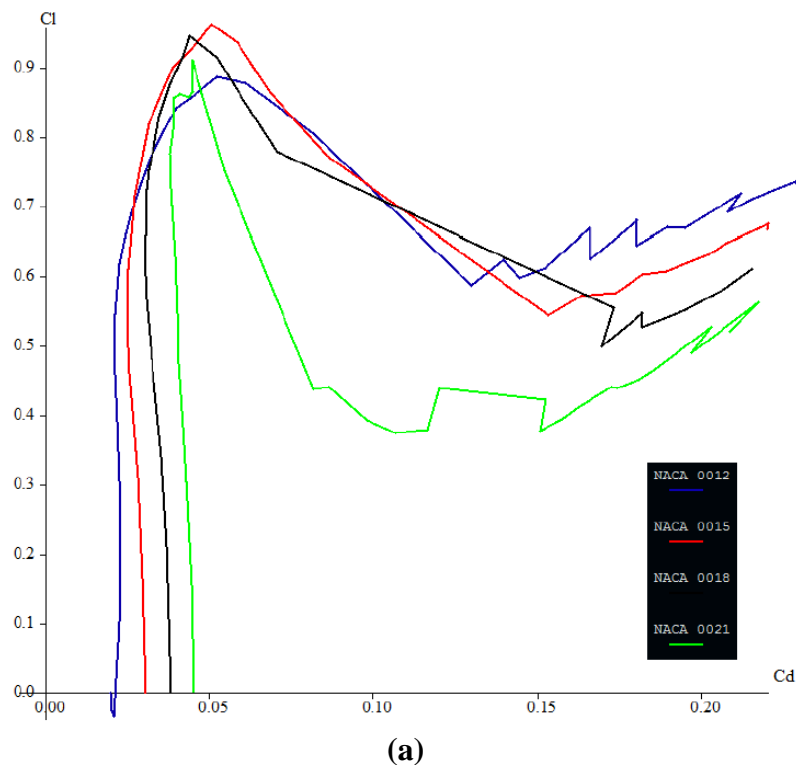
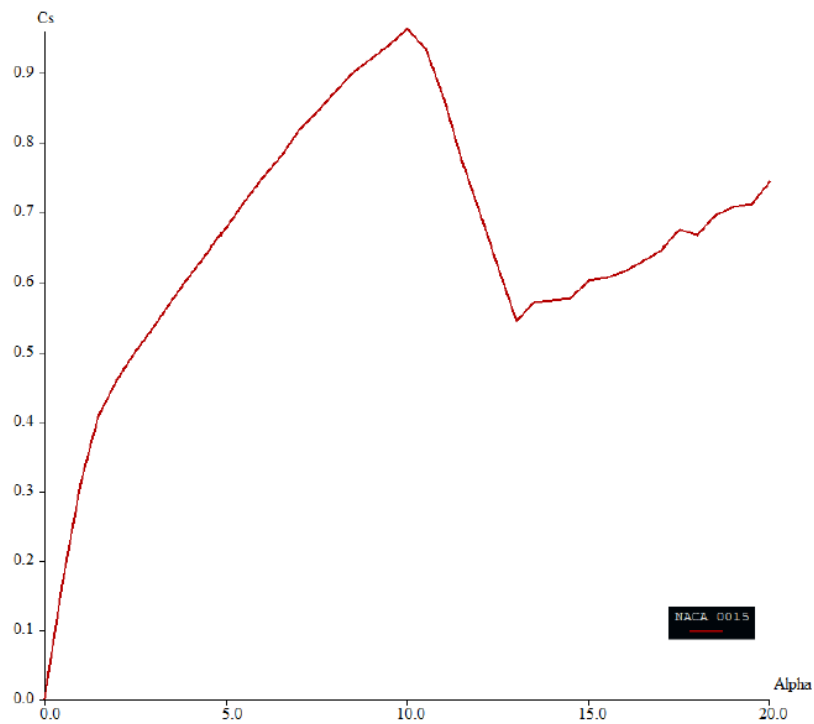
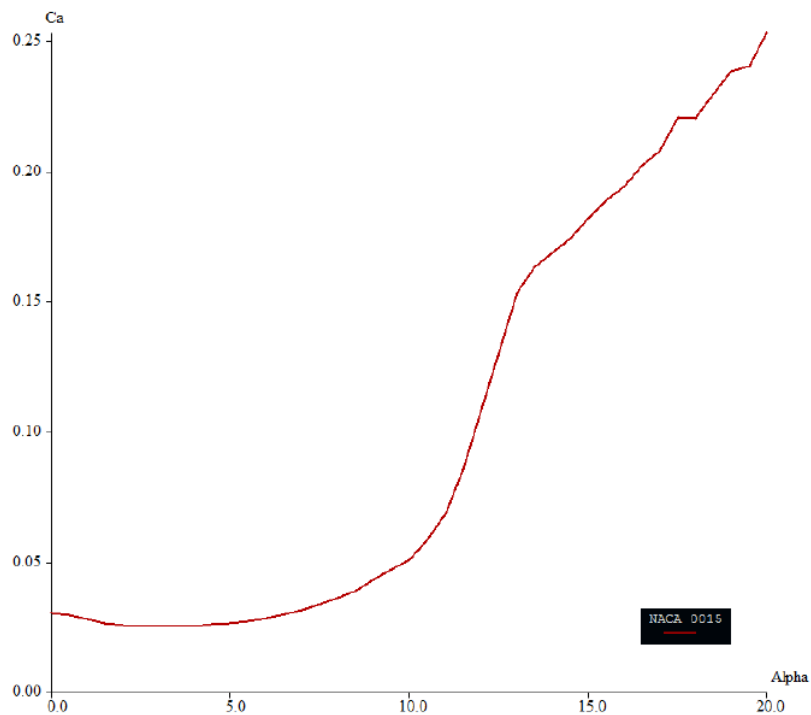


Figura 3. 1: Representação do perfil NACA 0015.





(b)



(c)

Figura 3. 2: (a) Gráfico comparativo entre os perfis NACA 0012, NACA 0015, NACA 0018 e NACA 0021 em função dos coeficientes de sustentação e arrasto; (b) e (c) Coeficientes de sustentação e arrasto com a variação do ângulo de ataque para o perfil NACA0015. Fonte: (PARISI & OLIVEIRA, 2013).

Os gráficos dos coeficientes de arrasto e sustentação são importantes para determinação dos diagramas de força, representando o comportamento do perfil hidrodinâmico para vários

ângulos de ataque, possibilitando a determinação das forças hidrodinâmicas que atuam sobre as pás. A partir de diagramas de velocidade e de força, e dos gráficos do perfil, torna-se possível determinar o ângulo de montagem ideal das pás como será apresentado no item 3.4 deste trabalho.

Turbulência na entrada: um pequeno aumento no nível de turbulência (até 3%) para turbo máquinas tem um efeito positivo sobre o desempenho das turbinas. Uma turbina Wells é menos sensível à turbulência na entrada em comparação com outras turbo máquinas, devido ao fato de que a velocidade absoluta na entrada é apenas uma fração da velocidade do rotor (SOONS, 2006). Os níveis de turbulência são normalmente baseados na velocidade absoluta na entrada. Assim, para uma turbina Wells é necessário um aumento significativo no nível de turbulência para produzir qualquer melhoria apreciável no desempenho.

Efeito de fluxo bidirecional: levando-se em conta o caso da aplicação da turbina tipo Wells numa central CAO, têm-se a hipótese geral de que a frequência do fluxo de ar em um dispositivo de energia das ondas é muito pequena (<1 Hz), o que faz com que os efeitos dinâmicos sejam insignificantes (RAGHUNATHAN, 1995). Mas as experiências têm mostrado que as pás da turbina experimentam um efeito de histerese. Esses efeitos são causados pela assimetria no desenvolvimento da camada limite na superfície das pás e movimento oscilante das ondas, que pode ser notado em baixos números de Reynolds. O efeito de histerese também aumenta com o aumento da solidez da turbina. O desempenho de uma turbina de fluxo sinusoidal é melhor do que a do fluxo de ar aleatória, onde a turbina pode ter pequenos ângulos de incidência ao longo de grandes períodos.

Numero de pás: Soons (2006), baseado em ensaios relatados em “T. Basse’s Wave Turbine”, sugere o numero de pás ótimo de 6 pás.

Dessa maneira então, os parâmetros iniciais para o desenvolvimento do rotor, baseado nas equações e conceitos acima descritos, são os seguintes:

Diâmetro externo do rotor (D_e)	0,188 [m]
Diâmetro do cubo do rotor (D_c)	0,112 [m]
Relação de diâmetros (h)	0,596
Numero de pás do rotor (z)	6
Coefficiente de solidez do rotor (σ)	0,6
Comprimento de corda em D_e (c)	0,047 [m]
Perfil NACA	NACA 0015

Tabela 3. 1: Parâmetros iniciais adotados no desenvolvimento do modelo de turbina.

De acordo com Setogushi et al (2003), a velocidade axial do fluxo de ar em uma central CAO durante a compressão na câmara (fluxo da câmara de ar para a atmosfera) e maior que durante a inalação (fluxo da atmosfera para a câmara). Esse fator foi determinante para o início de estudos considerando a utilização de pás com rotor em ângulo diferente de zero e também o uso de pás diretrizes.

Garcia (2008) afirma que ao modificar o ângulo das pás se modifica o ângulo de incidência do fluxo relativo, de forma que é possível, ao menos parcialmente, reduzir o coeficiente de vazão φ o qual se produz a separação da camada limite. Além de aumentar a eficiência máxima da turbina, porque a pá está orientada de modo que o torque máximo é alcançado. A Figura 3.3 mostra a grade de pás com perfil simétrico com ângulo γ ajustável.

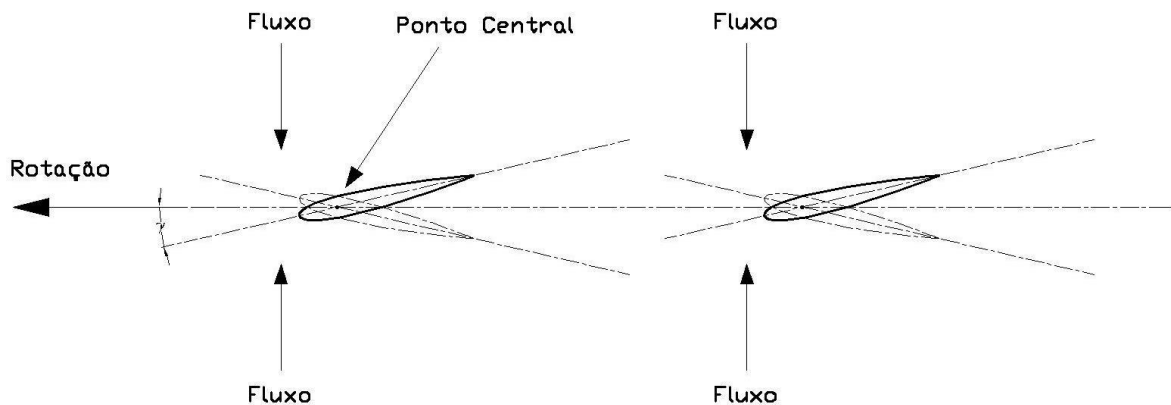


Figura 3. 3: Grade de pás simétricas com ângulo γ ajustável. Fonte: (adaptado de GÁRCIA, 2008).

Para melhorar as características de arranque e a eficiência no modelo de turbina tipo Wells, Darabi & Poriavali (2007) apresentam um estudo sobre o uso de pás diretrizes de fluxo fixas. Pás diretrizes (ou palhetas diretrizes) beneficiam a operação da turbina através do direcionamento do fluxo. O modelo da turbina é baseado na curva do coeficiente de vazão φ pelo coeficiente de torque C_T derivada do experimento. O coeficiente de vazão depende da velocidade axial do ar da turbina e a velocidade angular mecânica, conforme Equação 3.4, enquanto o coeficiente de torque determina o torque da turbina.

$$\varphi = \frac{V_A}{r \cdot \omega} \quad (\text{Equação 3.4})$$

Onde:

- V_A : velocidade do fluido [m/s];

- r : raio da turbina [m], e
- ω : velocidade angular no eixo da turbina [rad/s].

O torque mecânico de saída é calculado pela Equação 3.5 (DARABI & PORIAVALI, 2007):

$$T_T = kC_T(V_A^2 + (r \times \omega)^2) \quad (\text{Equação 3.5})$$

Onde k é uma constante da turbina.

A Figura 3.4 mostra o uso de palhetas diretrizes em uma turbina tipo Wells.

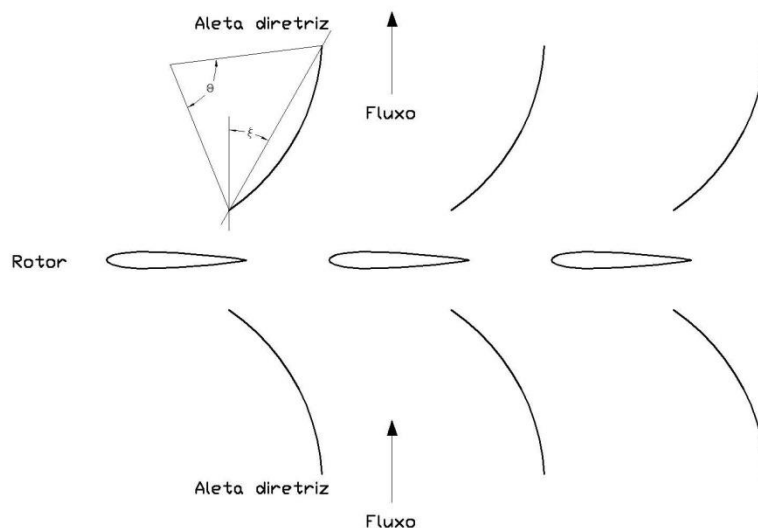


Figura 3. 4: Grade de pás simétricas com o uso de palhetas diretrizes de fluxo. Fonte: Adaptado de (DARABI & PORIAVALI, 2007).

Associando-se as considerações acima quanto à melhora da eficiência do rotor, o dimensionamento do modelo quanto ao fluxo pode ser iniciado. O modelo foi desenvolvido buscando uma melhor conexão entre as pás do distribuidor na entrada e saída do rotor (considerando-se que a máquina trabalha nos dois sentidos de fluxo) com o ângulo das pás, visando obter um ângulo de ataque eficiente para o arranque da turbina. O ângulo de ataque é o ângulo de incidência do escoamento sobre a pá, e é um valor que se associa à velocidade do fluxo e rotação, além do diâmetro do rotor, sendo obtido através dos cálculos de triângulos de velocidade. Os cálculos para manipulação geométrica do perfil são desenvolvidos considerando pás com ângulo de ataque variável, porém permitindo que o mesmo seja nulo, dependendo dos dados de entrada.

O modelo para ensaios no laboratório em banco de testes teria as pás fixas, tanto do rotor quanto dos distribuidores. Por ser um modelo de escala reduzida, desde a concepção, a intenção era de se utilizar modelo físico prototipado em material plástico (plástico ABS) impresso em uma impressora 3D. A razão por essa opção é por ser mais barato financeiramente.

O estudo do diagrama de velocidades voltou-se para a definição do ângulo de ataque das pás. O triângulo de velocidades e o diagrama de forças foram equacionados tendo como variável o ângulo de ataque das pás. A variável de integração é o diâmetro, sendo o diâmetro do cubo e o diâmetro externo os limites de integração. Esse equacionamento apresenta como dados de saída a força motora gerada pelo rotor e a carga axial imposta em toda a extensão das pás e ao rotor e possibilitou a definição do ângulo de ataque ideal das pás.

A Figura 3.5 demonstra que o ângulo de ataque é constante ao longo do comprimento da pá, porém a velocidade tangencial u varia com o diâmetro, logo ocorrerão diferentes ângulos de incidência do escoamento (α_2) sobre o bordo de ataque ao longo do comprimento da pá, decrescendo com o aumento do diâmetro.

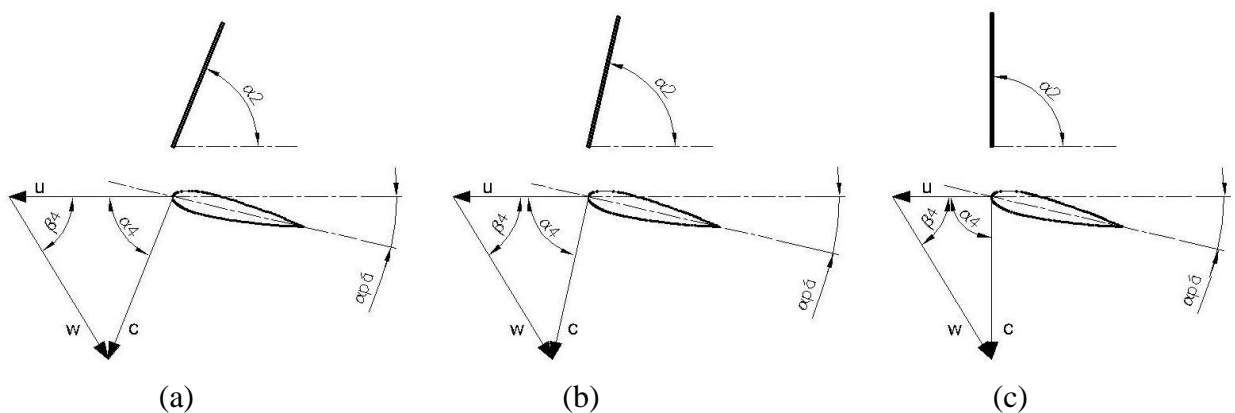


Figura 3. 5: Triângulo de velocidades representados para o diâmetro interno (a), diâmetro médio (b) e diâmetro externo (c) da pá do rotor.

As seguintes equações representam o diagrama de velocidade na entrada da turbina:

✓ **Velocidade de entrada no rotor:**

$$c_4 = c_m = \frac{Q}{A} = \frac{4Q}{\pi(D_e^2 - D_c^2)} \quad (\text{Equação 3.6})$$

Onde:

- c_4 : velocidade absoluta do fluido sobre a pá na entrada do rotor [m/s];
- c_m : velocidade meridional no rotor [m/s];
- Q : vazão volumétrica [m³/s];
- A : área da seção transversal do rotor [m²];

✓ **Velocidade tangencial do rotor:**

$$u_4 = \pi \cdot D \cdot n \quad (\text{Equação 3.7})$$

Onde:

- u_4 : velocidade tangencial do rotor [m/s];
- D : diâmetro do rotor na altura de interesse de cálculo [m];
- n : rotação em [rpm].

✓ **Velocidade relativa de incidência nas pás:**

$$w_4 = \sqrt{(c_4^2 - u_4^2)} \quad (\text{Equação 3.8})$$

Onde:

- w_4 : velocidade relativa do fluido sobre as pás na entrada do rotor [m/s].

✓ **Ângulo de incidência do fluxo sobre as pás**

$$\beta_4 = \tan^{-1} \left(\frac{c_2}{u_2} \right) \quad (\text{Equação 3.9})$$

Onde:

- β_4 : ângulo formado entre a direção da velocidade tangencial u e a velocidade relativa w na entrada do rotor [°].

✓ **Ângulo relativo de incidência do fluxo sobre as pás:**

$$\alpha_4 = \alpha_2 \quad (\text{Equação 3.10})$$

Onde:

- α_4 : ângulo da direção do fluxo sobre a pá na entrada do rotor [°];
- α_2 : ângulo da direção do fluxo na entrada do rotor à partir da aleta do distribuidor [°].

Por estas equações, observa-se que o diagrama de velocidades é definido basicamente pelos parâmetros de projeto da máquina, como vazão, rotação e diâmetros interno e externo. O único parâmetro a ser definido é o ângulo de ataque das pás ($\alpha_{pá}$), o qual definirá o ângulo de incidência resultante sobre o bordo de ataque das pás (α_2).

Diferentemente de uma pá de perfil fino, em um perfil rombudo e simétrico, o cálculo das forças envolvidas deve ser realizado com base em dados tabelados de coeficientes de arraste e sustentação. As forças de arraste (F_a) e sustentação (F_s) por unidade de comprimento são expressas pelas Equações 3.11 e 3.12:

$$F_s = \frac{\rho \cdot C_s \cdot c \cdot w_4^2}{2} \quad (\text{Equação 3.11})$$

$$F_a = \frac{\rho \cdot C_a \cdot c \cdot w_4^2}{2} \quad (\text{Equação 3.12})$$

A força resultante será:

$$F_r = \sqrt{F_s^2 + F_a^2} \quad (13)$$

Onde a força de sustentação é perpendicular ao vetor de velocidade relativa w_4 e a força de arraste é colinear a w_4 , como se pode ver na Figura 3.6:

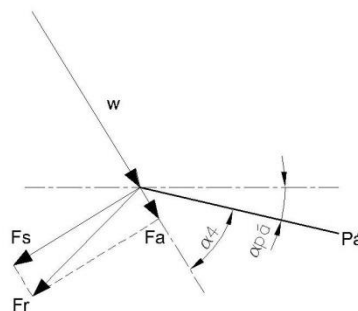


Figura 3. 6: Geração das forças de sustentação (F_s) e de arraste (F_a), representadas pela força resultante (F_r).

Como no diagrama de velocidades, no diagrama de forças também se tem como único elemento de estudo o ângulo de ataque das pás, uma vez que α_1 está diretamente ligado aos valores dos coeficientes de arraste (C_a) e de sustentação (C_s).

As forças de sustentação e arraste podem ser decompostas em uma componente axial (F_x), e um componente tangencial (F_t) (Figura 3.7). Esta última é responsável pelo movimento de rotação do rotor. Em um perfil simétrico no sentido da componente tangencial (F_t), tem de ser o mesmo para ângulos de ataque positivos e negativos, produzindo torque no rotor da turbina numa única direção. O componente axial é a força que deve ser considerada para o projeto estrutural da turbina (RAGHUNATHAN & BEATTIE, 1996).

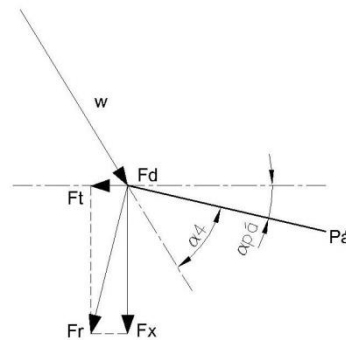


Figura 3. 7: Decomposição da força resultante em força tangencial e força axial.

As componentes resultantes são definidas pelas Equações 3.14 e 3.15:

$$F_t = F_s \cdot \text{sen}\beta_2 - F_a \cdot \text{cos}\beta_2 \quad (\text{Equação 3.14})$$

$$F_x = F_s \cdot \text{cos}\beta_2 - F_a \cdot \text{sen}\beta_2 \quad (\text{Equação 3.15})$$

A equação de força tangencial apresentada é representada pontualmente e por unidade de comprimento da pá, logo esta, para o cálculo do torque no rotor, é representada pela Equação 3.16:

$$T = N \int_{D_c/2}^{D_e/2} F_t \cdot r \cdot dr \quad (\text{Equação 3.16})$$

Como nos diagramas de velocidade e de força, o ângulo de ataque das pás é a única variável em estudo para o cálculo de torque. Com o equacionamento descrito acima, e utilizando os

dados de coeficientes de arraste e sustentação para o perfil NACA 0015, pode-se chegar facilmente ao ângulo de ataque ideal através da ferramenta numérica de otimização *Solver* do software Microsoft® Excel.

O equacionamento descrito fornece o valor ideal teórico para o ângulo de trabalho das pás, porém não considera as perdas de carga inerentes aos distribuidores na entrada e na saída, logo o cálculo de torque fornecido não representa o valor final do trabalho gerado pela máquina.

3.1.2 Demais parâmetros e coeficientes aplicados ao projeto de um rotor axial reversível

✓ Rotação específica

Rotação específica é uma grandeza que caracteriza a direção do escoamento no rotor e, em consequência, a sua geometria. Sendo conhecidos os valores da rotação, n , vazão, Q , e trabalho específico, Y , determina-se o valor da rotação específica, n_{qA} , conforme Equação 3.17.

$$n_{qA} = n \frac{Q^{1/2}}{Y^{3/4}} 10^3 \quad (\text{Equação 3.17})$$

Onde:

$$Y = H \cdot g = \frac{\Delta p_t}{\rho} \quad (\text{Equação 3.18})$$

Onde:

- Y : trabalho específico [J/kg];
- H : altura de queda líquida [m]
- Δp_t : diferença de pressão total entre montante e jusante [Pa];
- ρ : massa específica do fluido [m³/kg].

✓ Velocidade meridional

A velocidade meridional do escoamento relativo, w_m , é igual à velocidade meridional média do escoamento absoluto, c_m , é determinada pela equação integral da continuidade, conforme a Equação 3.6.

$$W_m = C_m$$

✓ **Altura da pá do rotor axial**

A altura da pá de um rotor axial, b [m], é calculada pela Equação 3.19.

$$b = \frac{D_e - D_c}{2} \quad (\text{Equação 3.19})$$

✓ **Coefficiente de pressão**

O coeficiente de pressão, ψ , é um coeficiente adimensional calculado pela Equação 3.20.

$$\psi = \frac{2Y}{u^2} = \frac{2\Delta p_t}{\rho u^2} \quad (\text{Equação 3.20})$$

✓ **Coefficiente de vazão**

O coeficiente de vazão, φ , é definido pela Equação 3.21.

$$\varphi = \frac{C_m}{u} \quad (\text{Equação 3.21})$$

✓ **Coefficiente de diâmetro**

O coeficiente de diâmetro, δ , é obtido pela Equação 3.22.

$$\delta = 1,054 \frac{Y^{1/4}}{Q^{1/2}} \quad (\text{Equação 3.22})$$

✓ **Coefficiente de ligeireza**

Determina-se o valor do coeficiente de ligeireza, ϕ , com a Equação 3.23.

$$\phi = 2,108 \frac{Q^{1/2}}{Y^{3/4}} n \quad (\text{Equação 3.23})$$

Determinado os valores correspondentes às dimensões da turbina, uma variação da Equação 3.3, onde são adicionados as relações dos pontos nos eixos x , y e z com a variação do ângulo de ataque calculado e as coordenadas relativas à circunferência do rotor em seu eixo é composta uma planilha no *software Microsoft® Excel*. Os dados de entrada são: a corda nas alturas do diâmetro externo, ce , e do diâmetro do cubo, cc , o ângulo da abertura entre o centro do eixo até as extremidades da abertura da corda nos diâmetros externo e do cubo, ϕ , os perímetros das cordas na superfície dos diâmetros externo, pe , e do cubo, pc , e os raios que compreendem os diâmetros externo, re , e do cubo, rc , conforme mostrado na Figura 3.8.

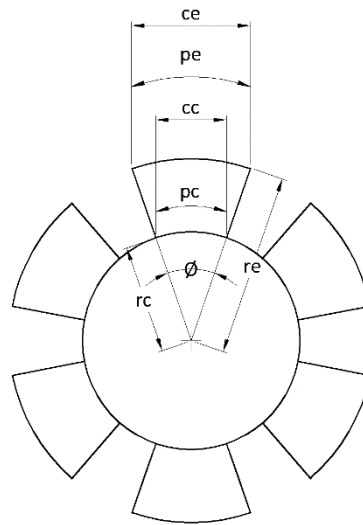


Figura 3. 8: Parâmetros utilizados no cálculo das dimensões das pás.

Os valores obtidos para as coordenadas (x, y, z) na planilha são salvos em arquivo com extensão *.TXT*, para serem exportados no programa SolidWorks®, onde são transformados em curvas tridimensionais (caminho: Inserir – Curva – Curva através de pontos XYZ). Após a inserção das curvas, as superfícies podem ser desenhadas, dando forma conforme mostrado na Figura 3.9.

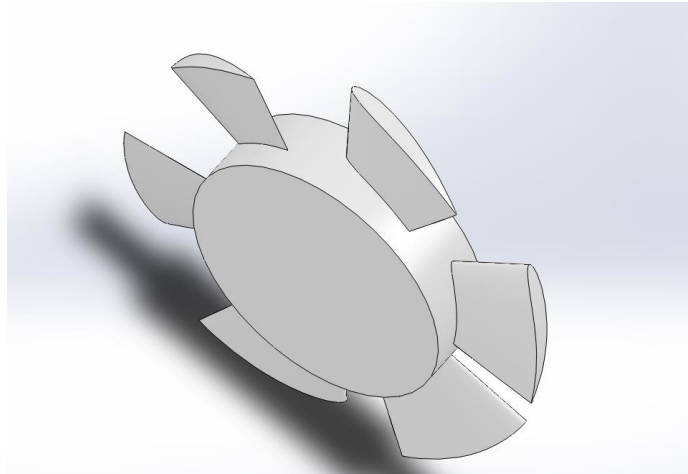


Figura 3. 9: Desenho em 3D do modelo de rotor na área de trabalho do SolidWorks®.

3.2 Banco de ensaios

Conforme já mencionado anteriormente neste trabalho, o modelo de turbina desenvolvido para este trabalho seria ensaiado para levantamento de suas curvas de eficiência no LHPCH da Unifei. O canal para o qual o modelo foi desenvolvido é composto por tubulação de aço carbono com diâmetro de 8" Schedule 40 (diâmetro externo nominal de 219,08 mm e parede de 8,18 mm).

A estrutura do canal originalmente segue na Figura 3.10, onde:

- 1) Tanque de sucção
- 2) Tubulação de sucção
- 3) Grupo eletrobomba
- 4) Tubulação de recalque
- 5) Tanque de pressão
- 6) Tubulação de medidas
- 7) Venturímetro
- 8) Grupo turbina-freio
- 9) Grupo turbina-regulador-alternador
- 10) Tubulação de retorno
- 11) Tanque de descarga
- 12) Tranquilizador
- 13) Canal de vidro
- 14) Vertedor
- 15) Quadro elétrico

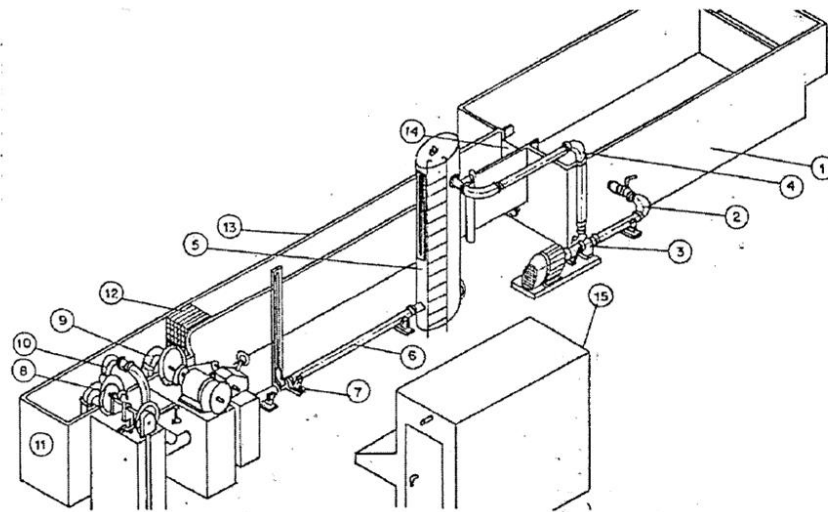


Figura 3. 10: Estrutura do canal do LHPCH-Unifei onde seria adaptado o banco de ensaios para a turbina de fluxo reversível. Fonte: (SANTOS, data indisponível).

Na Figura 3.10, o item 9 - tubulação para ensaios - seria continuada até o reservatório à jusante. A Figura 3.11 mostra o reservatório. A tubulação mostrada na mesma figura é a tubulação para ensaios, onde o conduto com o rotor seria adaptado.



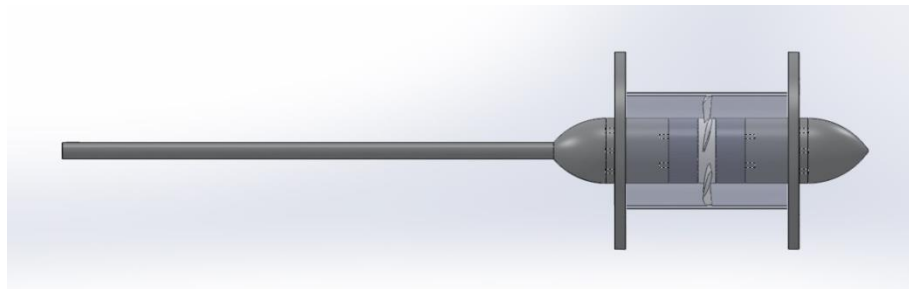
Figura 3. 11: Detalhe do reservatório e tubulação onde seriam adaptados o banco de ensaios do modelo de turbina, no LHPCH-Unifei.

Também como já foi mencionado anteriormente neste trabalho, o trecho do conduto onde seria montado o rotor deveria permitir a visualização do conjunto para análise das linhas de corrente, visualização de possível cavitação e comportamento. Para isso foi optado pelo uso de um tubo de acrílico. O diâmetro comercialmente disponível e que atendesse ao diâmetro da

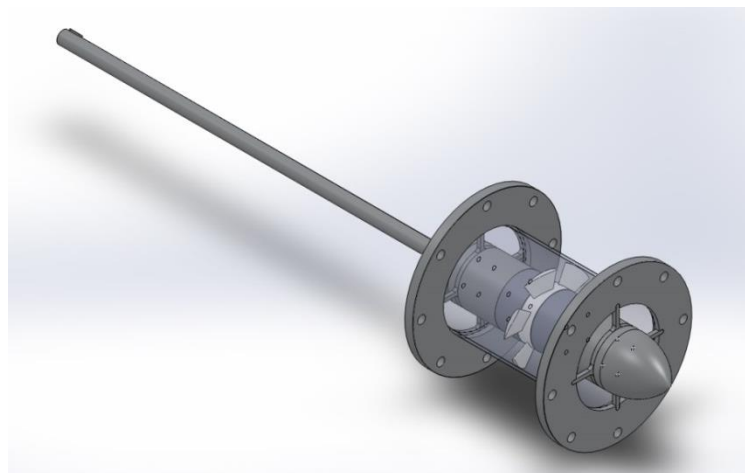
tubulação do canal era de 200 mm no diâmetro externo e parede de 5 mm com pressão interna admissível de 3,1 Bar.

O conjunto onde o rotor foi montado é constituído por seu eixo, ogivas na entrada e na saída do fluxo e espaçadores. Estes componentes são montados em dois subconjuntos, permitindo a montagem e desmontagem pelo lado do flange de entrada do conjunto, o que facilita no processo sem precisar que o eixo seja removido. Cada subconjunto é montado na sequência: espaçadores, mancal e ogiva.

No caso do subconjunto de saída, o mancal é construído junto ao flange, sendo ambos a mesma peça. No subconjunto de entrada, o mancal é móvel, sendo acoplado ao flange de entrada do conduto de acrílico. Cada mancal possui rolamentos vedados, os quais mantêm o eixo alinhado concentricamente. Os componentes do conduto de acrílico (flanges, mancais, espaçadores e ogivas, assim como seus elementos de fixação (chavetas)) são fabricados em alumínio. Os parafusos que fixam as ogivas aos mancais e espaçadores são de aço inox, e comerciais. As Figuras 3.12.a e 3.12.b mostram o conjunto montado.



(a)



(b)

Figura 3. 12: a) Vista lateral do conjunto central composto pelo modelo de rotor montado. b) Vista em perspectiva do conjunto, com detalhe na montagem do mancal de entrada no flange.

A tubulação de entrada e saída foram construídos em tubo de aço carbono com diâmetro de 8" Schedule 40. Nas extremidades em contato com o conduto central de acrílico foram soldados cones de redução com os diâmetros internos de 202,72 mm e 190 mm na entrada e na saída respectivamente. Em cada conduto foram introduzidos pontos de tomada de pressão nas tubulações de entrada e de saída da turbina, com 4 pontos dispostos radialmente para cada tomada de pressão piezométrica, garantindo medições estáveis e equilibradas. Cada conduto é constituído de flanges de aço carbono soldadas em suas extremidades.

Após o conduto de saída, é montada por flange uma curva que tem a função de direcionar o fluido ao reservatório a jusante. Concêntrico à entrada do cone, foi montado um mancal de sustentação para a saída do eixo. Neste mancal, um sistema de vedação por gaxeta evita o vazamento de água. Apesar da perda mecânica devido à atuação da gaxeta sobre o eixo, esse foi o sistema que melhor funcionou para a bancada. Uma válvula tipo Borboleta é fixada à saída da curva, e ligada ao reservatório jusante. A Figura 3.13 apresenta todo o canal para os ensaios do modelo de rotor.



Figura 3. 13: Canal de ensaios do modelo de turbina.

O eixo possui um canal para chaveta, onde é montado um acoplamento flexível tipo E, o qual permite a transmissão de movimento e força ao eixo do banco de cargas, composto por um pequeno gerador de 0,370 kW que atua como um freio. O eixo do gerador é montado sobre

um mancal rotativo para permitir o seu movimento de rotação. Fixado ao gerador, um braço aplica carga sobre uma balança computadora, quando resistência elétrica é aplicada ao gerador. A carga lida no display permite o cálculo do torque aplicado ao eixo do rotor. As Figuras 3.14.a e 3.14.b mostram o conjunto de freio eletrodinamométrico utilizado neste trabalho.

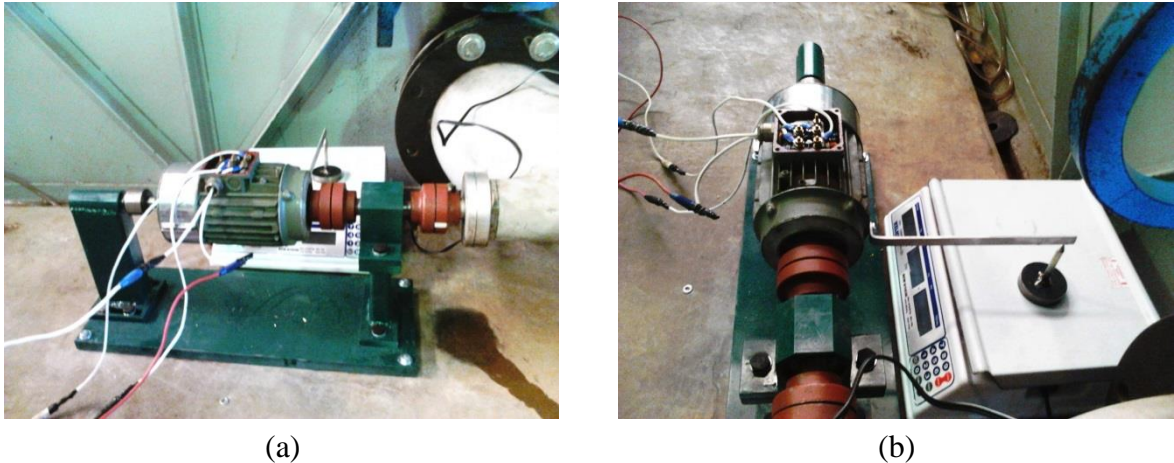


Figura 3. 14: (a) e (b) Montagem do freio eletrodinamométrico utilizado nos ensaios.

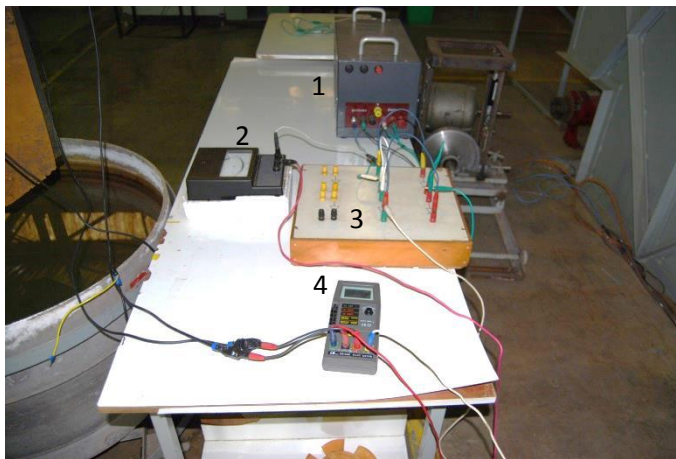
No projeto original era utilizado um freio de Proni, o qual demonstrou muitas limitações devido aquecimento os quais geravam perda de atrito e resultavam em variações no resultado final das curvas de eficiência. Outro fator que motivou a alteração no projeto foi de que os limites no comprimento da carga dos dinamômetros de mola utilizados limitavam na quantidade de pontos medidos durante os ensaios, muitas vezes impedindo que as curvas atingissem seu ponto máximo e formassem parábolas.

Para o projeto do freio foi então desenvolvido um banco composto por um pequeno gerador com potencia nominal de 0,37 kW, uma balança computadora, e um sistema de resistência líquida da qual é usada para aplicar resistência no gerador e assim frear a rotação do eixo do rotor.

Os reostatos líquidos podem ser construídos de um modo simples, mediante a utilização de uma cuba, na qual se fazem mergulhar placas metálicas, como de ferro, cobre ou bronze, ligadas aos terminais próprios da máquina elétrica. A água passa a ser condutora mediante a adição de sal marinho, ou de carbonato de soda. Quando mergulhadas as placas no líquido, a intensidade da corrente elétrica aumenta à medida que aumenta a superfície imersa no líquido. As Figuras 3.15.a e 3.15.b apresentam o banco de resistência elétrica, onde:

- 1) Varivolt;
- 2) Amperímetro;

- 3) Mesa retificadora;
- 4) Multímetro digital
- 5) Reostato líquido



(a)



(b)

Figura 3. 15: Banco de resistência elétrica.

A Figura 3.16 representa o circuito de ligação do banco de freio eletrodinamométrico:

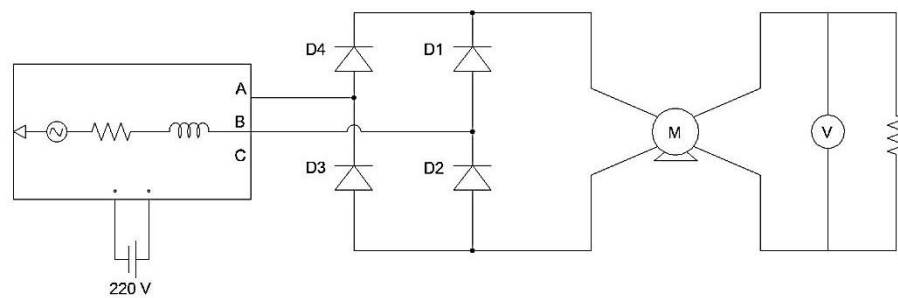


Figura 3. 16: Circuito da banco de freio eletrodinamométrico.

3.3 Procedimentos de ensaios do rotor

Os ensaios para o levantamento das curvas de eficiência do rotor foram realizados entre os dias 06 e 31 de Janeiro de 2014 no LHPCH-Unifei. Muitos ensaios preliminares foram

realizados antes, para poder analisar o comportamento do rotor, verificação mecânica da bancada, e para alterações mecânicas da bancada e do freio. Os ensaios preliminares foram muito importantes também para se determinar os parâmetros para os ensaios definitivos. Cada ensaio tem como parâmetro inicial manter a rotação, n , constante para cada variação dos demais parâmetros de entrada, vazão, Q , e altura de queda líquida, H . A vazão é calculada através da diferença de altura medida no medidor tipo Venturi e lida no manômetro de tubo tipo “U”, Figura 3.17. A altura de queda é calculada pela diferença de pressão, medidas como coluna de mercúrio (mHg) de um manômetro tipo “U”, pelos anéis piezométricos entre o conduto a montante e o conduto a jusante, antes e após o modelo de rotor (Figura 3.18).



Figura 3. 17: Medidor de vazão por Venturi e manômetro tipo tubo em “U”.



Figura 3. 18: Tomada de medida de pressão a montante e a jusante do modelo.

Com a realização de ensaios preliminares, determina-se as faixas de rotação e vazão no sistema. As rotações ensaiadas foram de 300, 400, 500, 600, 700 e 800 rpm. Os valores de vazão ensaiados foram de 0,01148 m³/s até 0,03620 m³/s.

Os dados de entrada lidos nos instrumentos de medição necessários para os cálculos dos parâmetros são:

- A carga aplicada em kg sobre a balança computadorada para a determinação do torque T (N.m) no eixo do rotor;
- As pressões p_1 e p_2 (mHg) a montante e a jusante do rotor para se determinar a altura de carga H (m);
- A tensão R (V) e a corrente elétrica I (A) necessárias para se determinar a potência elétrica P_{el} (W) aplicada à resistência ao banco de freio;
- As alturas de h_1 e h_2 (mH₂O) na entrada e saída respectivos ao Venturi, para se calcular a vazão Q (m³/s) no sistema.

Os valores lidos são adicionados a uma planilha organizada e classificada por ensaio realizado, para cada rotação ensaiada, conforme exemplificado na Tabela 3.2.

Ensaio	Carga (kg)	p1 (mHg)	p2 (mHg)	R (V)	I (A)	h1 (mH ₂ O)	h2 (mH ₂ O)
1							
2							
...							
n							

Tabela 3. 2: Planilha de valores lidos nos ensaios.

a) Procedimento operacional preliminar

- I. Certificar-se de que há sal marinho ou carbonato de soda suficiente ao volume de água na cuba do reostato líquido, e mexer até que a mistura esteja homogênea;
- II. No quadro de comando parte-se a bomba centrífuga com o mínimo de óleo;
- III. Abre-se a válvula gaveta a montante;
- IV. Retira-se o ar dos manômetros;
- V. Abre-se a válvula borboleta a jusante;
- VI. Abre-se o varivolt, verificando a amperagem no amperímetro;

b) Procedimento operacional durante os ensaios

- I. Com uso do tacômetro digital, obtém-se a rotação desejada regulando-se a vazão nas válvulas a montante e a jusante;
- II. Na primeira medição não é aplicada carga no gerador do banco do freio;
- III. Lê-se as alturas h_1 e h_2 no manômetro de coluna do Venturi e as anotam-se para se calcular a vazão;
- IV. Lê-se as pressões p_1 e p_2 no manômetro de coluna dos anéis piezométricos à montante e à jusante do rotor;
- V. Lê-se os valores da tensão R e corrente I no multímetro e anota-se seus valores;
- VI. Para iniciar o ensaio seguinte, é necessário abaixar a placa metálica do reostato líquido até tocar a água, observando o display da balança computadorada para obter a carga desejada. Anota-se na planilha o valor da carga;
- VII. Com o uso do tacômetro observa-se a rotação, mantendo-a constante através das válvulas de controle de vazão do sistema;
- VIII. Repete-se o procedimento dos itens III a V.

3.3.1 Roteiro para obtenção das grandezas

Para obtenção das grandezas para o cálculo das potências e eficiências, calcula-se de acordo com as expressões apresentadas a seguir:

- Vazão no Venturi Q [m^3/s]

O método utilizado para obter a medida de vazão no canal foi o método de obstrução tipo Venturi. Pela lei da conservação da massa e da segunda lei de Newton do movimento pode-se determinar a vazão mássica teórica de um fluido incompressível pela Equação 3.24:

$$\dot{m} = \frac{CA_t}{\sqrt{1 - \left(\frac{A_t}{A_1}\right)^2}} \sqrt{2\rho(h_1 - h_2)} \quad (\text{Equação 3.24})$$

Onde:

- A_t – área da abertura da garganta do estrangulamento;
- A_1 – área da tubulação de descarga;
- C – coeficiente de descarga;
- h_1 e h_2 – alturas de pressão manométrica no manômetro tipo U.

A expressão para vazão volumétrica utilizada é apresentada na Equação 3.25:

$$Q = KA_t \left(\sqrt{\frac{2g}{\rho}} \right) \sqrt{(h_1 - h_2)} \quad (\text{Equação 3.25})$$

Onde:

- K – coeficiente de escoamento.

Para as condições do laboratório onde o experimento é realizado, a vazão pode ser então calculada pela Equação 3.26, onde os termos antes do radical são representados por uma constante:

$$Q = 0,083257\sqrt{(\Delta h)} \quad (\text{Equação 3.26})$$

Onde:

- Δh [mH₂O] – diferença de nível do manômetro de coluna Venturi (h_1-h_2).

- Diferença de pressões entre a entrada e a saída da turbina Δp [Pa]

$$\Delta p = p_1 - p_2 \quad (\text{Equação 3.27})$$

Onde:

- p_1 [mHg]: pressão na entrada da turbina (a montante), medido no manômetro 1;

- p_2 [mHg]: pressão na saída da turbina (a jusante), medido no manômetro 2 .

O valor de Δp deve ser convertido de mHg para Pa (Pascal).

- Altura de carga ou altura de queda líquida H [m]

Da equação de Bernoulli tem-se:

$$H = \frac{\Delta p}{\rho g} + \frac{v^2}{2g} \quad (\text{Equação 3.28})$$

Onde:

- g = aceleração da gravidade [m/s^2];
- Δp = diferença de pressão na entrada e saída do rotor [Pa];
- ρ = massa específica do fluido [kg/m^3].
- v = velocidade do fluido [m/s];

A velocidade é calculada por:

$$v = \frac{Q}{A} \quad (\text{Equação 3.29})$$

Onde:

- A = área da secção de escoamento [m^2].

- Torque T [N.m]

$$T = F \cdot g \cdot L \quad (\text{Equação 3.30})$$

Onde :

- F : força peso medido na balança (kg);
- L : distancia entre o ponto de carga sobre a balança e o centro do eixo da turbina;
- g : aceleração da gravidade (m/s^2);

- Potência hidráulica Ph [W]

$$Ph = \rho \cdot g \cdot H \cdot Q \quad (\text{Equação 3.31})$$

- Potencia mecânica de eixo Pm [W]

$$P_m = 2 \cdot \pi \cdot n \cdot T \quad (\text{Equação 3.32})$$

Onde:

- n = rotação (rps)

- **Potência elétrica do gerador P_{el} [W]**

$$P_{el} = R \cdot I \quad (\text{Equação 3.33})$$

Onde:

- R : tensão aplicada sobre o gerador do banco de freio;
- I : corrente aplicada sobre o gerador do banco de freio.

- **Eficiência total da turbina η_t**

$$\eta_t = \frac{P_m}{P_h} \quad (\text{Equação 3.34})$$

- **Eficiência elétrica η_{el}**

$$\eta_{el} = \frac{P_{el}}{P_m} \quad (\text{Equação 3.35})$$

Os valores lidos são adicionados a uma planilha organizada e classificada por ensaio realizado, para cada rotação ensaiada, conforme exemplificado na Tabela 3.3.

Ensaio	Torque (N.m)	Δp (Pa)	Q (m ³ /s)	H (m)	Ph (W)	Pm (W)	Pel (W)	η_m
1								
2								
...								
n								

Tabela 3. 3: Planilha de valores calculados para os ensaios.

3.3.2 Especificações dos instrumentos utilizados nos ensaios

Os instrumentos utilizados para se obter os dados na realização dos ensaios foram:

Tacômetro digital (Figura 3.20): utilizado na medição da rotação do eixo do rotor. Seu laser é posicionado manualmente sobre o ponto refletivo fixado ao eixo. O valor da rotação é então lido em seu display.

- Modelo: DT-2234C
- Precisão: $\pm 0,05\%$ do valor registrado + 1 dígito
- Tempo de amostragem: 0,8 segundos (acima de 60 rpm)
- Distância de detectação: 50 a 500 mm / 2 a 20 polegadas (laser)



Figura 3. 19: Tacômetro modelo DT-2234C.

Multímetro (Figura 3.21): utilizado para a medição da tensão e da corrente do banco de freio.

- Modelo Lutron DW-6060
- Precisão: $\pm 1\%$ do valor registrado + 1 dígito

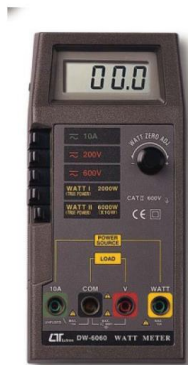


Figura 3. 20: Multímetro modelo Lutron DW-6060.

Balança Eletrônica (Figura 3.22): utilizada para se medir a força aplicada ao eixo durante a frenagem. Durante o movimento de giro, a carga aplicada é transmitida ao braço fixado ao gerador, o qual atua sobre a balança.

- Modelo: Welmy LDC BCW Tríplice Escala 6/15/30
- Função Tara

- Precisão: 5 dígitos (Peso)



Figura 3. 21: Balança eletrônica modelo LDC BCW.

Demais instrumentos:

Manômetro tipo U (Mercúrio): utilizado para medir as pressões a montante e a jusante do rotor, provindos de anéis piezométricos montados na tubulação.

Manômetro tipo U (H₂O): utilizado para medir as pressões entre o medidor por obstrução tipo Venturi.

CAPÍTULO 4

MODELO DE DINÂMICA DOS FLUIDOS COMPUTACIONAL - METODOLOGIA DOS ENSAIOS EM MODELAGEM COMPUTACIONAL

Tendo como objetivo avaliar a eficiência dinâmica da turbina, analisar o comportamento do fluido sobre o rotor e validar seus resultados com os ensaios realizados na bancada, um modelo computacional do rotor foi criado e testados utilizando Dinâmica dos Fluidos Computacional. As malhas foram construídas com o auxílio dos softwares SolidWorks® (geometria) e Ansys ICEM CFD 14.0 (malhas). Os ensaios foram realizados com o Ansys CFX 14.0 e os resultados avaliados com o Ansys CFD-Post 14.0.

4.1 Dinâmica dos Fluidos Computacional

A modelagem por Dinâmica dos Fluidos Computacional (Computational Fluid Dynamics – CFD) aplica modelos matemáticos e métodos numéricos baseados na capacidade de processamento computacional na simulação do comportamento de sistemas que envolvem escoamento de fluidos, trocas térmicas e demais aplicações em diversos campos da engenharia. O uso de CFD em turbomáquinas tem grande importância, pois visa simular o comportamento das máquinas de forma eficiente e com menor custo em comparação com experimentações empíricas em laboratórios (SOUZA, 2011a).

No entanto, o uso de CFD não isenta da experimentação em laboratório. A reprodução em laboratório seguindo de normas técnicas específicas, utilizando mesmos dados e parâmetros utilizados nos ensaios computacionais servem de validação do modelo e correção de parâmetros para correção do modelo (SOUZA, 2011a).

Segundo Versteeg & Malalasekera (1995), na Dinâmica dos Fluidos Computacional os processos de modelagem e simulação divide-se em três etapas importantes: pré-processamento, solver e pós-processamento.

4.1.1 Pré-processamento

As atividades durante esta etapa envolvem:

- Definição da geometria da região de interesse: domínio computacional;
- Geração da malha: a subdivisão do domínio em pequenos subdomínios - volumes de controle (elementos ou células);
- Seleção dos fenômenos físicos e químicos que serão modelados;
- Definição das propriedades dos fluidos;
- Especificação das condições de contorno apropriadas nos elementos da malha associados ao contorno do domínio.

4.1.2 Solver

Nesta etapa são aplicadas as equações de conservação e suas resoluções através de um algoritmo de pressão-velocidade de forma iterativa dentro de um “loop” até que se obtenha a convergência ao atingir o resíduo mínimo (ALENCAR, 2007). Suas atividades são realizadas na seguinte sequência de passos (VERSTEEG & MALALASEKERA, 1995):

- Integração das equações de conservação (massa, quantidade de movimento e energia) em cada um dos subdomínios definidos;
- Discretização, onde as equações integrais resultantes do problema são convertidas em um sistema de equações algébricas;
- Solução das equações algébricas.

4.1.3 Pós-processamento

Esta etapa é responsável pela leitura dos resultados:

- Visualização da geometria e da malha;
- Gráficos de vetores;
- Visualização de linhas de corrente;
- Gráficos de contornos;
- Visualização da trajetória das partículas;
- Geração de gráficos em 2D e 3D;

4.2 Geração de malhas

4.2.1 ICEM CFD

O software Ansys ICEM CFD faz parte do conjunto de programas desenvolvidos pela Ansys Incorporation. A corporação é uma desenvolvedora de softwares de soluções para engenharia assistida por computador (CAE), sediada em Canonsburg, Pensilvânia, Estados Unidos. A companhia que foi fundada em por John A. Swanson, fora denominada originalmente como Swanson Analysis Systems, Inc.

Dentre suas aquisições ao longo dos anos, Ansys tem adquirido, diversas outras companhias, o que tem expandido a gama de direcionamento de softwares no mercado dentro de sua marca. Desde o ano 2000, a companhia adquiriu a ICEM CFD Engineering, CADOE, CFX, Century Dynamics, Harvard Thermal, Fluent Inc. (2006) e Ansoft Corporation (2008).

O software ANSYS ICEM CFD fornece aquisição de geometria avançada, geração de malhas, malha e ferramentas de otimização para atender a necessidade de geração de malha integrada para análises sofisticadas conforme a necessidade. O software é usado principalmente em aplicações de engenharia, tais como dinâmica de fluidos computacional e análise estrutural.

As ferramentas de geração do ANSYS ICEM CFD oferecem a capacidade de criar parametricamente malhas da geometria em vários formatos:

- Multibloco estruturado;
- Hexaedro não estruturado;
- Tetraédrico não estruturado;
- Cartesiano com refinamento H-grid;
- Malhas híbridas, compreendendo hexaedro, tetraedro, piramidal e/ou elementos prismáticas;
- Malhas de superfície quadrilateral e triangular;

4.2.2 Geração de malhas nos domínios incluídos neste trabalho.

A geometria a ser ensaiada foi desenhada utilizando o software SolidWorks®, utilizando da mesma base para os desenhos executivos do banco de ensaios. Para tal, no entanto, as partes não foram desenhadas como corpos extrudados, ou qualquer outro recurso de construção de corpos sólidos em 3D do programa, mas sim em superfícies sem espessura.

Com as partes desenhadas e parametrizadas em 3D, para transportar para o Icem CFD, o arquivo foi salvo com a extensão *parasolid* (*.x_t).

No Icem CFD, o conjunto foi dividido e então criados 3 domínios, sendo estes Entrada (conduto a montante), Rotor (conjunto de pás) e Saída (conduto a jusante). Cada domínio foi dividido de forma a considerar apenas a área relativa a uma unidade de pá. Dessa forma, podem-se obter domínios utilizando menores quantidades de elementos após a criação de suas malhas, diminuindo a sobrecarga à memória do computador ao rodar os cálculos no Ansys CFX.

Para o conjunto desenvolvido para este trabalho, por contar com 6 pás no rotor, o volume de cada domínio seria reduzido em 83%.

A criação de malhas pode ser resumida pela representação do fluxograma da Figura 4.1, conforme disponível no tutorial presente na seção Ajuda do Icem CFD 14.0.

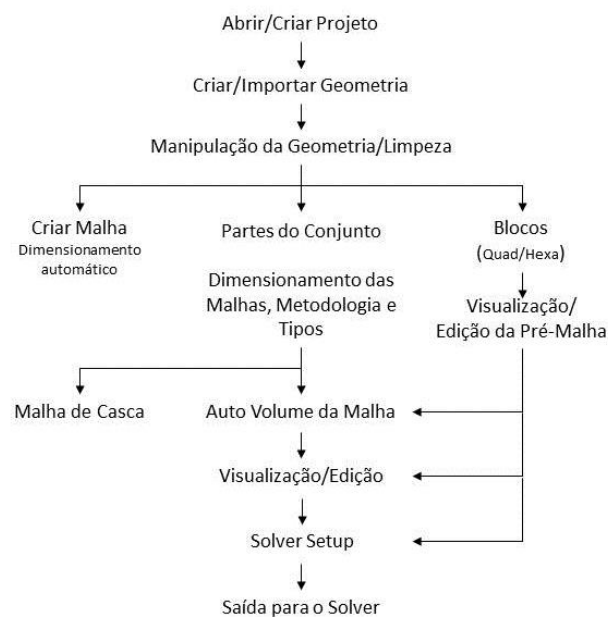


Figura 4. 1: Fluxograma do roteiro operacional do Icem CFD 14.0 (adaptado de ANSYS*).

A escolha do tipo de malha a ser utilizada em cada domínio depende da construção geométrica do domínio e do grau de precisão exigido por este na execução dos cálculos. Os tipos de volume de controle tridimensionais utilizados na construção de malhas são: o hexaedro, os quais possuem quadriláteros nas seis faces, o tetraedro, com triângulos nas quatro faces, o prisma, onde dois triângulos são conectados por três quadriláteros, e a pirâmide, onde quatro triângulos são ligados aos lados de um quadrilátero. Os mais comumente utilizados são o hexaedro e o tetraedro.

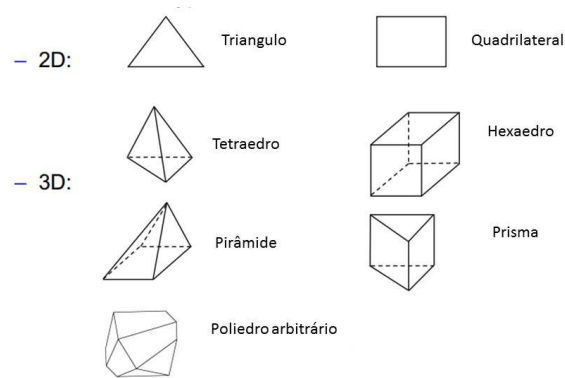


Figura 4. 2: Volumes de controle bidimensionais e tridimensionais utilizados em modelagem em CFD.

Outro ponto importante quanto à geração de malhas é o grau de refinamento. Um maior refinamento de malhas tende a uma maior precisão de resposta do caso e aumenta as chances de atingir convergência, porém exige um maior tempo de processamento. Para isto, é preciso que se analise o grau de exigência da precisão na geometria, recorrendo a casos de procurar um maior refinamento nas regiões mais complexas.

Para o conjunto aplicado neste trabalho, foi exigido maior refinamento e precisão no domínio referente ao rotor, principalmente nos bordos de ataque e de fuga das pás. Para este domínio foram aplicadas malhas não-estruturadas.

Em malhas não-estruturadas para estruturas tridimensionais, são utilizadas células tetraédricas e hexaédricas. As malhas não-estruturadas são comumente utilizadas em geometrias complexas, devido sua facilidade em ser criada. Sua maior vantagem está na flexibilidade em adaptar-se aos limites do domínio, o que a dá liberdade para a construção automática da malha à geometria. Para o domínio Rotor deste trabalho a malha não estruturada criada à geometria é composta por células tetraédricas. A Figura 4.3 apresenta o emprego de malhas não estruturadas no domínio do Rotor.

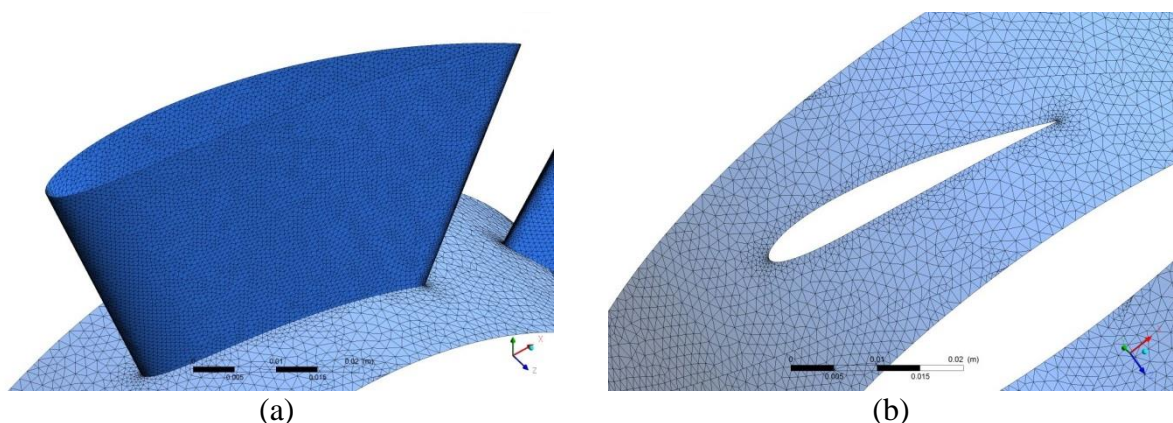


Figura 4. 3: (a) Malha não-estruturada tetraédrica das pás do domínio Rotor; (b) detalhe do refinamento das pás no Hub do rotor.

Tanto o domínio Entrada quanto o domínio Saída foram construídos em malha estruturada. Ambos os domínios possuem estruturas semelhantes, portanto o número de elementos é igual para os dois domínios.

Em um domínio tridimensional, a malha estruturada consiste em células volumétricas com seis faces. Segundo (ÇENGEL & CIMBALA, 2006) “embora as células possam ser deformadas partindo de sua forma retangular, cada célula é numerada de acordo com os índices (i, j, k) que não correspondem necessariamente às coordenadas x, y e z .”

Apesar de ser mais complicada de ser construída, principalmente em geometrias mais complexas, a malha estruturada possui vantagens quanto a rapidez na convergência e pela sua precisão. Os domínios Entrada e Saída foram construídos em malha estruturada composta por células hexaédricas, conforme mostra a Figura 4.4.

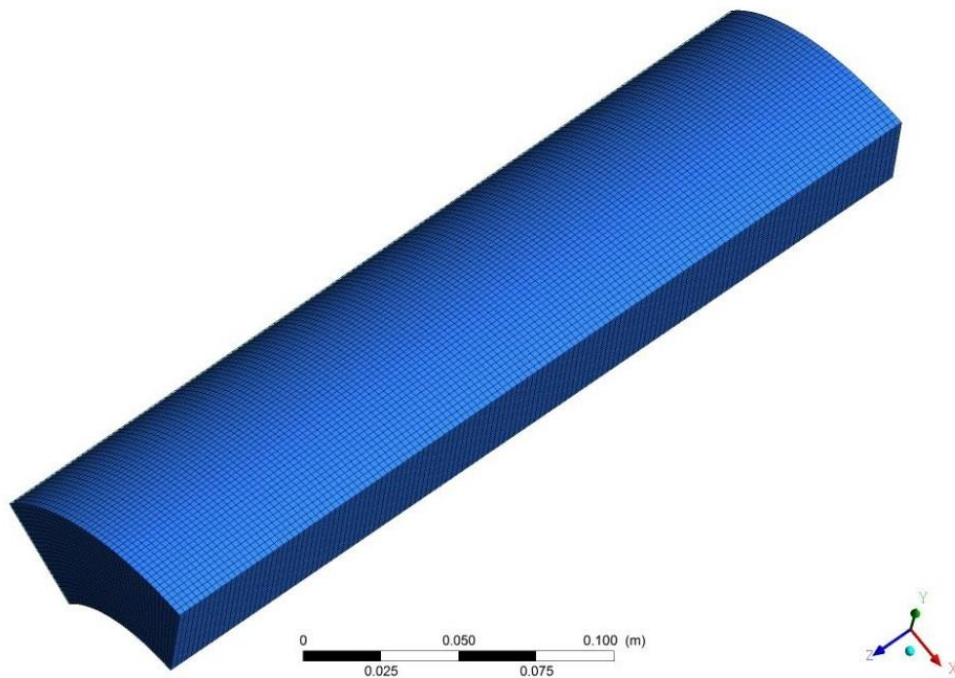


Figura 4. 4: Seção do domínios Entrada/Saída construído em malha estruturada hexaédrica.

A Tabela 4.1 apresenta o número de elementos em cada domínio que compõe a turbina ensaiada:

Domínio	Elementos
Entrada	168552
Rotor	588346
Saída	168552

Tabela 4. 1: Número de elementos nos domínios da turbina ensaiada.

Cada domínio criado possui suas superfícies e interfaces para a construção do conjunto no Ansys CFX. Seus respectivos nomes são dados na língua inglesa para a identificação das regiões ao submeter cada domínio. São estes:

- Entrada e Saída: inlet, shroud, hub, periodic 1, periodic 2 e outlet.
- Rotor: inlet, shroud, hub, blades, periodic 1, periodic 2 e outlet.

4.2.3 Emprego de equações na geração de malhas

4.2.3.1 Lei da parede (y^+)

O escoamento próximo às paredes apresenta elevados gradientes das variáveis de interesse. Sendo assim é essencial que se garanta uma quantidade suficiente de malhas que permitam capturar o fenômeno físico dessa região. Em escoamentos turbulentos se torna possível a identificação da proximidade do primeiro nó da malha, a partir da parede, através do y^+ (*y-plus*), o qual é a distância adimensional à parede e pode ser visualizado como pós-processamento nos aplicativos de CFD da ANSYS (TEIXEIRA et al, 2009). O parâmetro adimensional y^+ pode ser calculado pela Equação 4.1 (ANSYS, 2006).

$$y^+ = \frac{\rho \Delta y u_\tau}{\mu} \quad (\text{Equação 4.1})$$

Onde:

- ρ : massa específica do fluido;
- $\Delta y = y_2 - y_1$: distância entre o primeiro e o segundo ponto da malha, com y sendo a distância normal à parede;
- u_τ : velocidade de atrito mais próxima à parede;
- μ : viscosidade dinâmica do fluido.

Obtém-se a velocidade de atrito u_τ pela Equação 4.2.

$$u_\tau = \sqrt{\frac{\tau_\omega}{\rho}} \quad (\text{Equação 4.2})$$

Onde:

- τ_ω : tensão de cisalhamento na parede.

A relação logarítmica para a velocidade próxima à parede, u^+ , é representada pela Equação 4.3:

$$u^+ = \frac{U_t}{u_\tau} = \frac{1}{\kappa} \ln(y^+) + C \quad (\text{Equação 4.3})$$

Onde:

- U_t : velocidade tangencial à parede na distância Δy ;
- κ : constante von Karman;
- C : constante log-layer dependendo da rugosidade da parede.

Em Blazek (2001) apud Sarmiento (2013), afirma-se que “*para resolver o escoamento da camada-limite duas estratégias são utilizadas: na primeira deve-se refinar a malha o suficiente para que o centróide do primeiro elemento se encontre na subcamada viscosa ($y^+ \approx 1$), e na segunda são utilizadas as chamadas funções de parede.*”

Ainda em Sarmiento (2013) é constatado de que o valor de y^+ deve preferencialmente se encontrar entre intervalo de $30 < y^+ < 200$, sendo recomendado ter valores mais próximos ao limite inferior. A obtenção de baixos y^+ implica em densidades muito altas quando aplicados em malhas não estruturadas, o que resulta em alto custo computacional. Para valores $y^+ < 30$, os efeitos viscosos e turbulentos são da mesma ordem e magnitude, ou seja, $u^+ = y^+$. Para valores $y^+ > 200$, a variação de velocidades depende tanto dos parâmetros relacionados à parede, como também dos efeitos dinâmicos da camada limite.

4.3 ANSYS CFX SOLVER

ANSYS CFX é um programa utilizado na modelagem de fluxo por Dinâmica dos Fluidos Computacional (CFD). O produto ANSYS CFX permite aos engenheiros testar os sistemas em um ambiente virtual. Dentro de suas aplicações na engenharia, o programa tem sido aplicado em estudos de turbinas hidráulicas, turbinas a gás (incluindo os compressores, câmara de combustão, turbinas e pós-combustão), a aerodinâmica de aviões, bombas, ventiladores, sistemas de HVAC, embarcações de mistura, entre muitas outras aplicações.

Neste trabalho, o ANSYS CFX foi utilizado na simulação do comportamento do fluido sobre as pás do rotor, de modo a se obter as pressões de trabalho, avaliar as linhas de corrente e vetores de velocidade, e o torque nas pás para enfim determinar a eficiência da máquina.

Turbulência é um estado de escoamento do fluido no qual as variáveis instantâneas exibem flutuações irregulares e aparentemente aleatórias onde apenas propriedades estatísticas podem ser reconhecidas e submetidas a uma análise. O estudo dos fenômenos do transporte fica dificultado, principalmente devido estas flutuações. Qualquer simplificação na análise dos

efeitos da turbulência é extremamente vantajoso do ponto de vista físico, matemático e numérico. Para a resolução dos problemas de escoamento turbulento, foram desenvolvidas ferramentas algébricas baseadas nos estudos de Rayleigh, Boussinesq, Prandtl e Von Karman.

No ANSYS CFX utiliza-se de dois modelos de turbulência: k-epsilon e SST (Shear Stress Transport).

4.3.1 Modelos de turbulência empregados no ANSYS CFX

4.3.1.1 Modelo k-epsilon – k-ε

O modelo de turbulência k-ε é um modelo semi-empírico baseado nas equações do modelo de transporte para a energia cinética turbulenta (k) e sua taxa de dissipação (ε). É um modelo de turbulência tipo RANS (Reynolds Averaged Navier Stokes) muito utilizado na resolução de problemas de engenharia, sendo muitas vezes referido como modelo k-ε padrão.

No presente trabalho, o modelo de turbulência escolhido para a resolução dos casos foi o modelo k-ε. Sua escolha se deu por ser um modelo robusto, econômico e de razoável produção de resultados para uma grande variedade de escoamentos turbulentos.

As equações do modelo são descritas a seguir:

Energia cinética turbulenta k:

$$\frac{\partial(\rho k)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho k u_i)}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + G_k + G_b - \rho \varepsilon - Y_M \quad (\text{Equação 4.4})$$

Taxa de dissipação ε:

$$\frac{\partial(\rho \varepsilon)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho \varepsilon u_i)}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right] + C_{1\varepsilon} \frac{\varepsilon}{k} (G_k + C_{3\varepsilon} G_b) - C_{2\varepsilon} \rho \frac{\varepsilon^2}{k} \quad (\text{Equação 4.5})$$

Onde G_k representa a geração de energia cinética turbulenta em decorrência dos gradientes de velocidade média; G_b é a geração de energia cinética turbulenta em consequência das flutuações das velocidades; Y_M representa a contribuição na taxa de dissipação total devido à variação volumétrica para o caso compressível; $C_{1\varepsilon}$, $C_{2\varepsilon}$, e $C_{3\varepsilon}$ são constantes; e σ_k e σ_ε são os números de Prandtl turbulentos para k e ε, respectivamente.

A viscosidade turbulenta μ_T é dada por:

$$\mu_T = \rho C_\mu \frac{k^2}{\varepsilon} \quad (\text{Equação 4.6})$$

Os valores das constantes $C_{1\varepsilon}$, $C_{2\varepsilon}$, C_μ , σ_k e σ_ε atribuídos por Launder & Spalding (MARTINS, 2007), foram determinados a partir de experimentos com os mais variados escoamentos em dutos sob pressão e de superfície livre. Seus respectivos valores são:

$$C_{1\varepsilon} = 1,44; \quad C_{2\varepsilon} = 1,92; \quad C_\mu = 0,09; \quad \sigma_k = 1,0; \quad \sigma_\varepsilon = 1,3$$

4.3.1.2 Modelo Shear Stress Transport - SST

O modelo de turbulência SST é um modelo mais completo em relação aos modelos k- ε e k- ω , pois introduz uma nova equação, a do transporte de tensões de cisalhamento turbulentas. O modelo k- ω apresenta deficiências quanto à sensibilidade das variações de corrente livre, o qual representa uma característica indesejável do modelo. O modelo SST é baseado na formulação do modelo k- ω com tratamento perto das paredes para cálculos com número de Reynolds baixos (SOUZA, 2011a).

O modelo SST consiste em uma transformação do modelo k- ε para uma formulação k- ω e uma subsequente adição das equações correspondentes. Desta forma, o modelo SST também é capaz de rastrear o comportamento do escoamento envolvendo tanto as grandes quanto as pequenas escalas de turbulência num escoamento.

As equações de transporte do modelo de turbulência SST (SOUZA, 2011a) são escritas na forma inicial, como:

$$\begin{aligned} \frac{\partial k}{\partial t} + \bar{u}_j \frac{\partial k}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\nu + \nu_t \left(\frac{1}{F_1^{-1} \sigma_{k1}} + \frac{1}{(1 - F_1)^{-1} \sigma_{k2}} \right) \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] \\ + P_k \frac{\partial \bar{u}_j}{\partial x_j} - \beta_k k \omega \end{aligned} \quad (\text{Equação 4.7})$$

$$\begin{aligned}
\frac{\partial \omega}{\partial t} + \bar{u}_j \cdot \frac{\partial \omega}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(v + v_t \cdot \left(\frac{1}{F_1^{-1} \cdot \sigma_{\omega 1}} + \frac{1}{(1 - F_1)^{-1} \sigma_{\omega 2}} \right) \right) \cdot \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \right] \\
+ (1 - F_1) \cdot \frac{2}{\sigma_{\omega 2} \cdot \omega} \cdot \left(\frac{\partial k}{\partial x_j} \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \right) \\
- [F_1 \cdot \beta_{\omega 1} + (1 - F_1) \cdot \beta_{\omega 2}] \cdot \omega^2 \\
+ [F_1 \cdot \alpha_1 + (1 - F_1) \cdot \alpha_2] \cdot \frac{\omega}{k} \cdot P_k
\end{aligned} \tag{Equação 4.8}$$

$$P_k = v_t \left(\frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \bar{u}_j}{\partial x_i} \right) - \frac{2}{3} k \delta_1 \tag{Equação 4.9}$$

Os valores das constantes são:

$$\alpha_2 = 0,4; \quad \beta_{\omega 2} = 0,0828; \quad \sigma_{k2} = 1,0; \quad \sigma_{\omega 2} = 1,1682$$

Onde a função de mistura F_l é equivalente ao valor à unidade na parede, tendendo ao valor igual à zero na região externa à camada limite. Os termos F representam as contribuições de cada modelo.

4.3.2 Equacionamento do problema matemático

Aqui serão apresentadas as equações que compõem o modelo matemático do qual são baseados os parâmetros para a resolução dos modelos computacional e experimental. O modelo matemático para os diversos tipos de escoamento é baseado nas equações de Navier-Stokes de conservação.

4.3.2.1 Equação da conservação da massa

O princípio de conservação da massa serve de base no estabelecimento dos demais princípios de conservação e é normalmente expresso na forma da chamada equação da continuidade. O princípio estabelece que a massa de um sistema de partículas se mantém invariante no decorrer do tempo, isto é, não existem fontes de geração de massa nas partículas.

A Equação 3.45 apresenta a equação de conservação da massa, onde para o caso estudado o primeiro termo da equação é desprezado devido o escoamento ser incompressível.

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla \cdot \rho \vec{w} = 0 \quad (\text{Equação 4.10})$$

4.3.2.2 Equação da quantidade de movimento

A Equação 4.11 (SARMIENTO, 2013) apresenta a equação da quantidade de movimento. Todos os termos tem dimensão de força por unidade de volume, onde os termos do primeiro membro representam as forças inerciais; os termos do segundo membro representam, na ordem: forças de campo, forças de pressão estática e forças viscosas.

$$\begin{aligned} \frac{\partial}{\partial t} (\rho \vec{w}) + \nabla \cdot (\rho \vec{w} \vec{w}) \\ + \rho \left(2\vec{\omega} \times \vec{w} + \vec{\omega} \times (\vec{\omega} \times \vec{r}_p) + \dot{\vec{\omega}} \times \vec{r}_p + \ddot{\vec{R}}_0 \right) \\ = -\nabla p + \nabla \cdot \vec{\tau} + \rho \vec{g} \end{aligned} \quad (\text{Equação 4.11})$$

Onde:

- \vec{w} : velocidade relativa;
- $\vec{\omega}$: velocidade angular;
- \vec{r}_p : vetor posição da partícula escoando num volume de controle não-inercial;
- $\dot{\vec{\omega}}$: aceleração angular;
- p : pressão estática;
- $\ddot{\vec{R}}_0$: aceleração de translação do volume de controle não-inercial em relação ao referencial inercial;
- $\vec{\tau}$: tensor das tensões viscosas, representado na Equação 4.12:

$$\vec{\tau} = \mu \left[(\nabla \vec{w} + \nabla \vec{w}^T) - \frac{2}{3} \nabla \cdot \vec{w} I \right] \quad (\text{Equação 4.12})$$

Onde:

- μ : viscosidade molecular ou dinâmica;
- I : tensor unitário

4.4 Ensaios do modelo utilizando ANSYS CFX

Os ensaios utilizando o software ANSYS CFX foram realizados de modo a serem reproduzidos os ensaios experimentais realizados em bancada. Desse modo seriam repetidos os mesmos casos utilizando dos mesmo parâmetros. Os ensaios foram realizados para os casos das rotações 300, 400, 500, 600, 700 e 800 rpm, variando como dados de entrada as vazões.

Para a formulação dos casos foi utilizado o módulo CFX-Pre do pacote ANSYS CFX 14.0. Os domínios Entrada, Rotor e Saída são exportados como componentes Estacionários, *Stationary*, (Entrada e Saída), e Rotativo, *Rotating*, (Rotor), tendo as regiões *Hub*, *Shroud*, *Blade* (Rotor), *Inlet*, *Outlet*, *Periodic 1* e *Periodic 2* relacionadas com suas respectivas superfícies em cada domínio.

As definições físicas (*Physics Definition*) é a etapa onde são inseridas as características físicas do escoamento. O modelo de turbulência utilizado em todos os casos ensaiados foi o modelo k- ϵ , devido sua robustez, por ser econômico e de razoável produção de resultados para uma grande variedade de escoamentos turbulentos.

Em *Inflow/Outflow Boundary Template* são inseridos as condições de contorno do caso a ser ensaiado. Levando-se em consideração de que para diminuir o tempo de processamento do Solver, a máquina ensaiada foi dividida em seis passagens, e para tal, os valores devem ser dividido pelo numero de passagens. Como condições de contorno foi escolhido utilizar como dados de entrada a vazão mássica \dot{m} (kg/s) e a pressão estática p_s (Pa) na saída. A interface utilizada é a *Frozen Rotor*, o qual é um método de estado estacionário, que utiliza o sistema de referência em rotação para economizar os recursos computacionais, convertendo o fluxo transitório de turbo-máquinas em estado estacionário.

Tendo as interfaces e limites (*boudaries*) inseridas e relacionadas, em *Final Operations* opta-se por *Enter General Mode*. Desse modo pode-se finalizar os detalhes das condições numéricas da análise. Para os casos ensaiados foram utilizados os dados de programação do Solver da Tabela 4.2:

Components	
	Component type
Entrada	Stationary
Rotor	Rotative
Saida	Stationary
<hr/>	
Physics Definition	
Fluid	Water
Model Data	
	Reference Pressure 1 atm
	Heat Transfer None
	Turbulence k-Epsilon
	Inflow/Outflow Boundary Templates
	Mass Flow Inlet P-Static Outlet Inflow
	Mass Flow Rate Per Passage
	Flow Direction kg s-1
	Normal Boundary to
	Outflow P-Static 0 Pa
Interface	Default Type Frozen Rotor
<hr/>	
Solver Control	
Advection Scheme	Option High Resolution
Turbulence Numerics	Option First Order
Convergence Control	Min. Iterations 1
	Max. Iterations 500
Fluid Control	Timescale Control Auto Timescale
	Lenght Scale Option Conservative
	Timescale Factor 1
Convergence Criteria	Residual Type RMS
	Residual Target 1.E-4

Tabela 4. 2: Resumo da programação do Solver.

Ao acionar o comando *Start Run*, automaticamente o arquivo salva um arquivo executável de extensão “.def”, o qual executa o cálculo numérico. O monitoramento dos resíduos é realizado através do CFX-Solver Manager. Quando todos os resíduos alcançam o valor do erro residual

adotado (*Residual target*), atinge-se a convergência e termina o cálculo, caso contrário, o cálculo termina quando são realizadas todas as iterações estabelecidas.

Ao completar todas as iterações, automaticamente uma opção para se iniciar o CFD-Post é aberta. O CFD-Post é um software de análise de resultados no pacote do ANSYS CFX.

O CFD-Post tem como ferramenta a geração de relatórios pré-estabelecidos para análise de resultados. No entanto, pode-se também gerar manualmente planos de corte para a análise dos resultados obtidos e a geração de cálculos das variáveis de interesse sobre o modelo analisado. No presente trabalho foi utilizado do modo manual de análise e cálculos sobre o modelo proposto.

Utilizando-se dos resultados das variáveis analisadas e das Equações 3.28 a 3.34 do item 3.3.1 deste capítulo, pôde-se criar uma planilha para calcular os dados necessários para a obtenção da eficiência da turbina e comparar os resultados dos casos ensaiados, representada pela Tabela 4.3.

Ensaio	Q (m³/s)	p1 (Pa)	p2 (Pa)	p total (Pa)	H (m)	torque (N.m)	Ph (W)	Pm (W)	η
1									
2									
...									
n									

Tabela 4. 3: Modelo de planilha de resultados obtidos no CFD-Post.

CAPITULO 5

RESULTADOS E JUSTIFICATIVAS

Neste capítulo serão apresentados os resultados obtidos nos ensaios experimentais e nas modelagens por Dinâmica dos Fluidos Computacional. Serão apresentadas também justificativas quanto aos resultados obtidos em ambos métodos dos quais o rotor modelo de turbina foi ensaiado.

5.1 Ensaios experimentais do modelo de turbina

Os ensaios experimentais foram realizados no banco de ensaios entre os dias 06 e 31 de Janeiro de 2014. Os objetivos desses ensaios são:

- Determinar o torque no eixo do rotor;
- Determinar as potências mecânicas;
- Determinar as eficiências mecânicas;
- Determinar o campo base e as faixas de operação do modelo proposto de rotor; e
- Traçar a curva de colina do modelo de turbina.

A bancada desenvolvida, projetada e instalada inicialmente era composta por um freio de Proni, o qual apresentava várias intempéries que limitavam os ensaios. Dentre estas intempéries criadas no uso desse modelo de freio pode-se citar:

- Baixos valores dos parâmetros de entrada devido o uso de cinta de couro para criar atrito e conseqüentemente diminuir as rotações, os ensaios somente permitiam apenas baixos valores deste parâmetro. Valores altos de rotação criam perdas por calor e diminuem a aderência da cinta ao disco do freio. Em alguns ensaios, quando se vencia a aderência, a rotação do eixo aumentava ao ponto de criar uma camada vitrificada na superfície de contato da cinta, tornando-a inutilizável;

- Conforme se dá continuidade nos ensaios e variam-se os valores de vazão, a carga aplicada ao freio chega ao seu ponto máximo, limitando o número de pontos ensaiados;
- O processo de medição da área de contato da cinta de couro ao disco é de difícil operação e não apresenta precisão, por ser um método manual e de grande dependência da visualização do operador. A quantificação do erro de leitura neste processo é praticamente nula.

A bancada de ensaios passou a contar então com um sistema de freio por resistência elétrica, onde a carga aplicada sobre o gerador externo acoplado ao eixo do rotor pode ser mensurada por força-peso através de uma balança computadorizada.

O fato de utilizar uma resistência líquida (reostato líquido) ampliou a possibilidade de se obter mais pontos durante o ensaio de cada caso. Para cada rotação ensaiada obteve-se a quantidade média de 12 pontos por caso.

No entanto, houve alguns problemas durante o processo de ensaios de cada caso. O primeiro, relacionado à medição da vazão, pois devido alguns pontos terem sido medidos com valores baixos, a vazão no canal oscilava principalmente por aumentar o volume de ar no interior da tubulação. Constantemente era necessário retirar o ar do sistema e repetir o caso.

Outro problema com relação às intempéries durante a execução dos ensaios se davam quando havia a entrada de correntes de ar no laboratório. O local onde a bancada foi instalada tem uma porta de acesso, e quando havia a entrada de correntes de ar, estas influenciavam diretamente sobre a leitura no display da balança.

Os ensaios foram realizados, tentando-se manter regularidade nas leituras na obtenção dos resultados para cada caso ensaiado.

Primeiramente, foi levantada a curva da potência de atrito do sistema. Essa curva foi realizada com o sistema em vazio, ou seja, sem a ação de água no sistema. O gerador acoplado ao eixo do rotor é ligado como motor, e sua tensão e corrente são medidas conforme a variação da rotação mede-se esses parâmetros. O parâmetro que se segue como fundamental para a obtenção desta curva é de que a rotação nominal de giro do gerador é de 1500 rpm, e sua potência de 370 W. Dessa forma as perdas por atrito, ou a potência de atrito obtida neste experimento respeita a curva presente no gráfico da Figura 5.1.

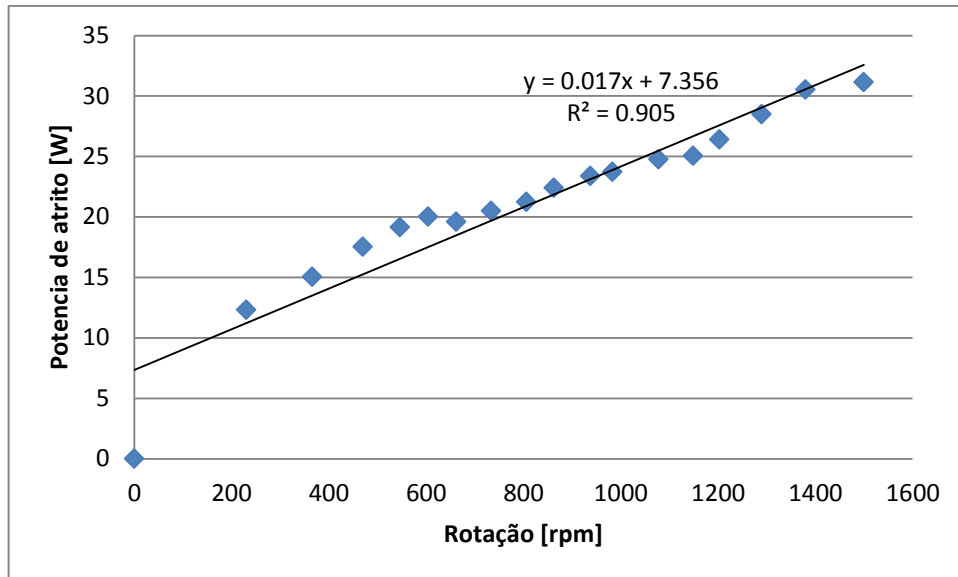


Figura 5. 1: Curva da potência de atrito na bancada de ensaios do modelo de turbina.

Os ensaios do rotor foram realizados para as rotações de 300, 400, 500, 600, 700 e 800 rpm, seguindo o roteiro descrito no item 3.3 deste trabalho. Mantendo-se a rotação constante, varia-se a vazão conforme a aplicação da carga como freio no rotor.

Como parâmetro, analisam-se os cálculos resultantes dos valores da eficiência mecânica na planilha de acompanhamento, conforme mostrada na Tabela 3.3 presente no item 3.3 do capítulo anterior. No entanto, não muito diferente dos ensaios com freio de Proni, apesar de maior número de pontos ensaiados, algumas das curvas precisariam de mais pontos após o ponto máximo após sua ascendência, diminuindo em dados de análise na descendência da curva. Essa deficiência se dá devido o banco de resistência chegar ao seu máximo ao mergulhar toda a placa metálica de contato do reostato líquido.

Para os seis casos ensaiados foram obtidas suas respectivas curvas de eficiência. Tendo como parâmetro fixo a rotação n de cada caso e variando a carga aplicada ao freio e a vazão Q , as variações de pressão à jusante e à montante do rotor permitem-se calcular a altura de carga H . Com as variáveis Q e H calcula-se a potência hidráulica Ph , e com as variáveis T (torque) e n obtém-se a potência mecânica Pm gerada pelos vetores velocidade e força sobre as pás. A razão Pm/Ph determina a eficiência do conjunto ensaiado, e os resultados dos seis casos ensaiados são apresentados na Figura 5.2., tendo as eficiências em função da vazão.

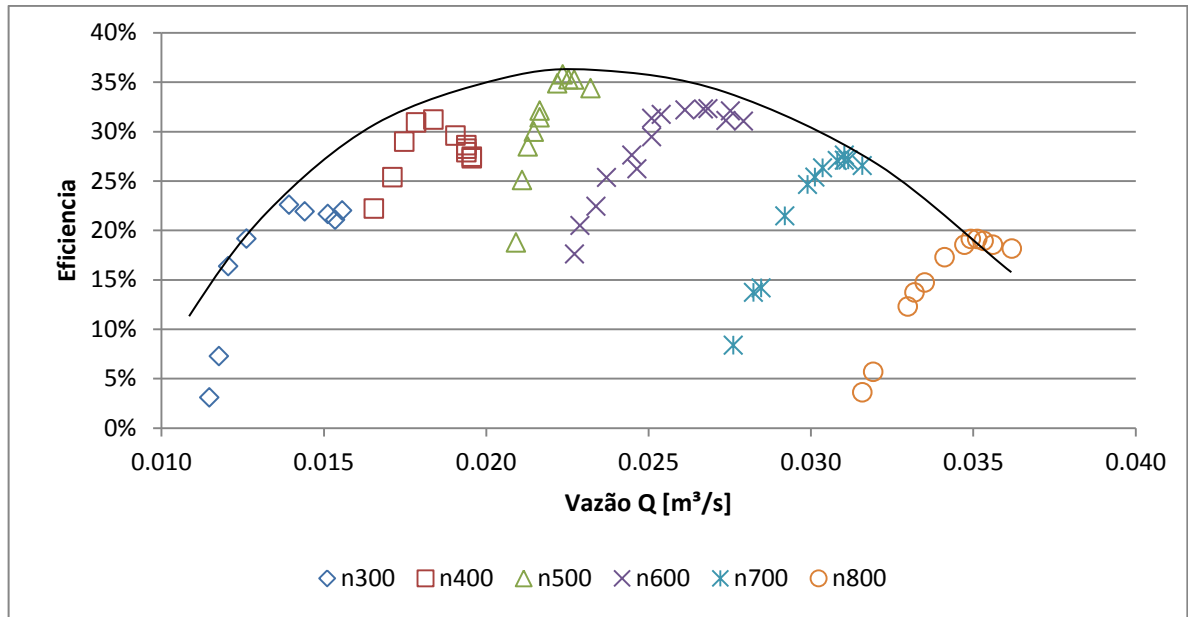


Figura 5. 2: Curva de eficiência mecânica do conjunto ensaiado.

Na Figura 5.2 o que se observa é a tendência da eficiência calculada diretamente pelas variáveis obtidas durante os ensaios, sem se desconsiderar as perdas devidas ao atrito mecânico sobre o eixo. A Figura 5.3 apresenta o resultado da eficiência direta do rotor, eliminando as perdas mecânicas de atrito. O que se observa é uma variação do perfil da curva de tendência sobre as curvas de cada rotação ensaiada em comparação ao comportamento da Figura 5.2, ao mesmo que se observa um grande aumento no valor da eficiência máxima.

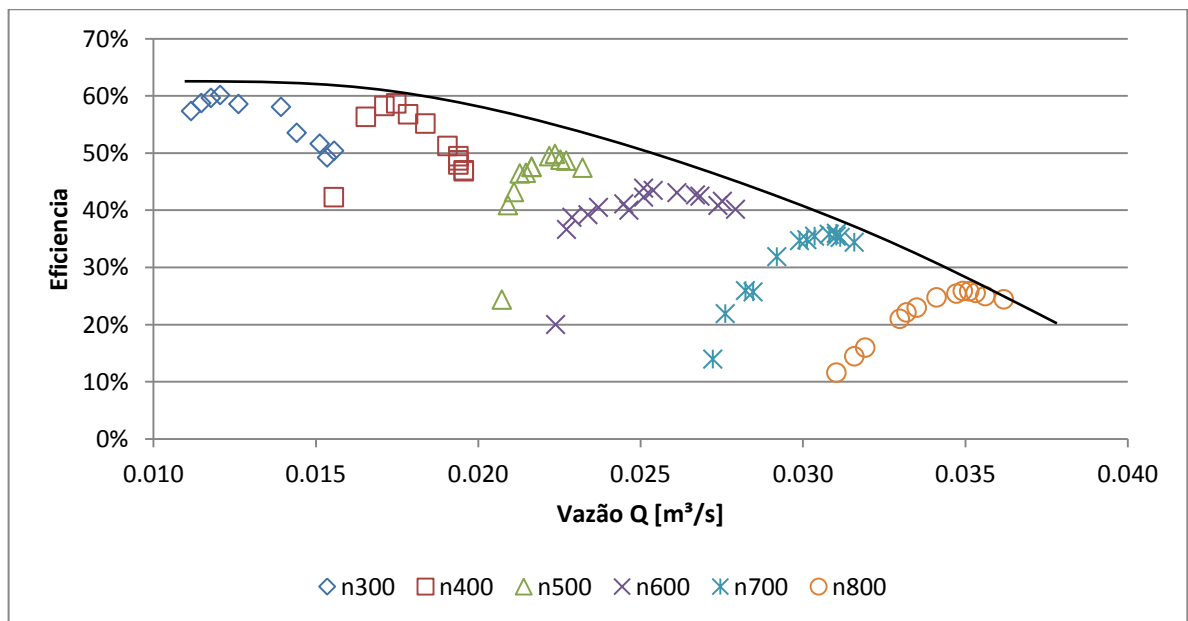


Figura 5. 3: Curva de eficiência do rotor ensaiado.

Os resultados das curvas de eficiência criaram uma tendência onde se pôde traçar uma curva envoltória sobre os resultados. A curva envoltória compreende o campo de aplicação do modelo de turbina ensaiado. O ponto de máxima eficiência se deu no valor de aproximadamente 62% durante o ensaio para a curva referente à rotação de 300 rpm com vazão de $0,012\text{m}^3/\text{s}$. O que se nota é que a tendência decresce com as rotações seguintes.

O comportamento da linha de tendência para rotações abaixo de 300 rpm poderiam apresentar um leve crescimento, mas não muito maior que o apresentado na Figura 5.3. Ensaio com rotações abaixo de 300 rpm não teriam sido possíveis de serem executados devido a exigência de valores muito baixos de vazão no sistema, o que comprometeriam os resultados finais dos ensaios, como puderam ser avaliados nos ensaios preliminares.

O torque é obtido pelo valor da carga lida no *display* da balança computadorada multiplicado pela distancia entre o ponto de contato no prato da balança com o centro do eixo do rotor. Sua variação ocorre conforme é aplicada resistência elétrica ao gerador acoplado ao eixo, o qual atua como freio ao sistema. A força da qual o eixo vence para se manter a rotação constante é determinante para se obter a potencia mecânica do conjunto. A potência mecânica obtida é a potencia nominal do conjunto, para as condições de atrito impostas na Figura 5.1, para o modelo de turbina ensaiado. A Figura 5.4 apresenta os resultados do torque, da potencia hidráulica e da potencia mecânica no ponto de máxima eficiência, em função da rotação n .

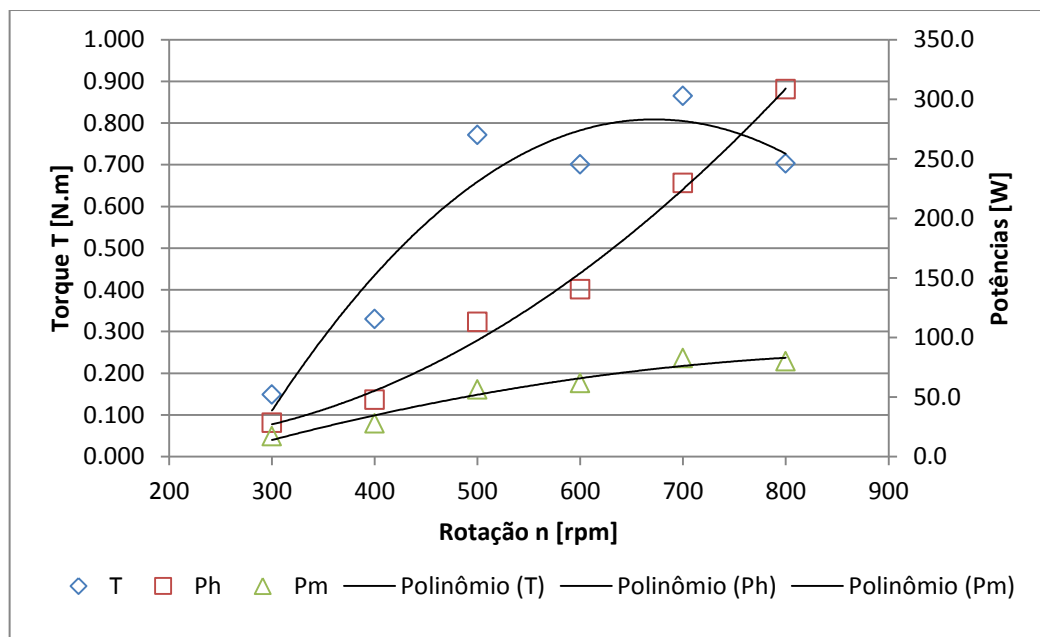


Figura 5. 4: Curvas de torque, potência hidráulica e potencia mecânica de eixo em função das rotações ensaiadas nos pontos de máxima eficiência.

O que se nota na Figura 5.4 é que as curvas de torque e de potencia mecânica resultam em equações polinomiais de segundo grau com tendência a uma forma de colina onde após um ponto de máxima passa a decair, sendo ambas correlacionadas, visto que a potencia mecânica é dependente do torque em seu equacionamento. No entanto a curva de potencia hidráulica segue tendência apenas ascendente. A vazão é uma variável em função da altura de queda, e conforme estas variáveis aumentam, a potência hidráulica tende apenas a crescer proporcionalmente.

5.2 Resultados da modelagem computacional do modelo de turbina e comparação com os resultados dos ensaios experimentais.

5.2.1 Análise dos resultados de eficiência dos ensaios em CFD e comparativo com os resultados experimentais.

Os ensaios realizados em dinâmica dos fluidos computacional no presente trabalho têm como objetivo:

- Validar os resultados obtidos nos ensaios em bancada;
- Analisar por meio de computação gráfica o comportamento do fluido durante os ensaios e a ação da pressão sobre as pás;

As condições submetidas aos ensaios para a modelagem computacional foram os mesmos que os dos ensaios em bancada, ou seja, rotações entre 300 e 800 rpm para as mesmas faixas de vazão. A altura de queda H , tanto para os ensaios em bancada quanto em CFD, é resultado calculado a partir da diferença de pressão à montante e à jusante do rotor.

As alturas de queda resultantes para os ensaios realizados em bancada e em CFD são apresentados na Figura 5.5. Os resultados de ambos os ensaios apresentam variação nos valores das alturas de queda. Esta variação entre os ensaios ocorreu pela variação do valor da diferença de pressão nos dois casos.

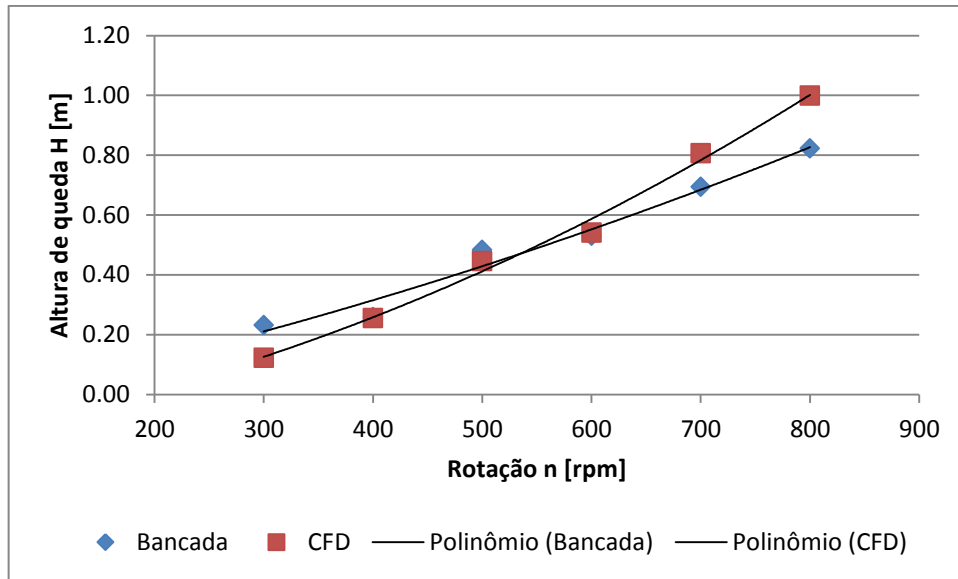


Figura 5. 5: Gráfico comparativo entre a variação da altura de queda nos ensaios realizados em bancada e em CFD.

Sendo assim, as potências hidráulicas dos casos ensaiados em ambas metodologias apresentam leve variação. Essa diferença é resultado do produto da variação da altura de queda sobre as demais variáveis no equacionamento da potência hidráulica. Em comparativo entre as curvas de altura de queda e de potência nota-se a tendência resultante dessa multiplicação (Figura 5.6).

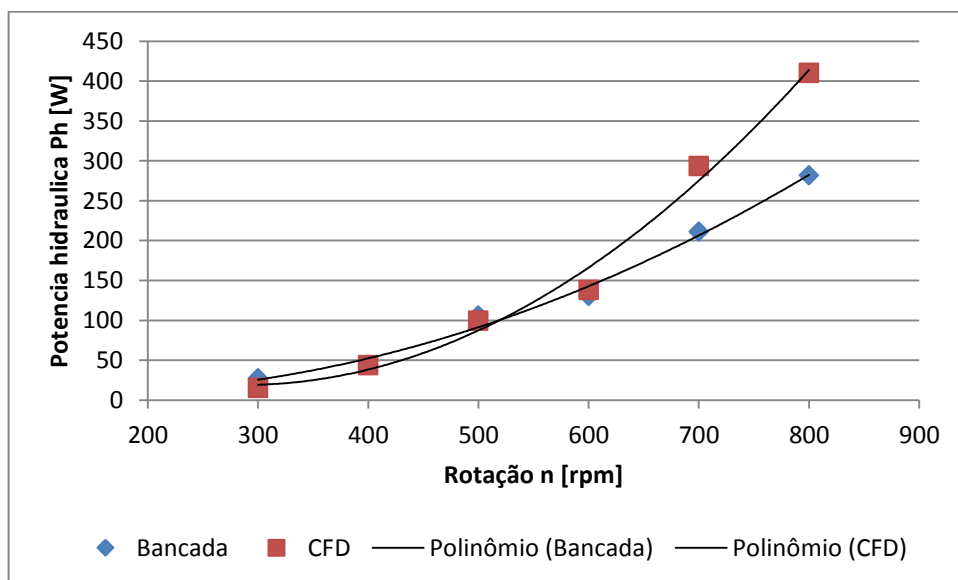


Figura 5. 6: Gráfico comparativo das potências hidráulicas nos ensaios realizados em bancada e em CFD.

Tendo que para cada rotação ensaiada tanto experimental quanto em CFD, para as mesmas faixas de eficiência resulta numa variação da potência mecânica. Sendo a eficiência mecânica

a razão entre a potência mecânica de eixo e a potência hidráulica, resulta-se a variação da potencia mecânica, e conseqüentemente a variação no torque, conforme Figura 5.7.

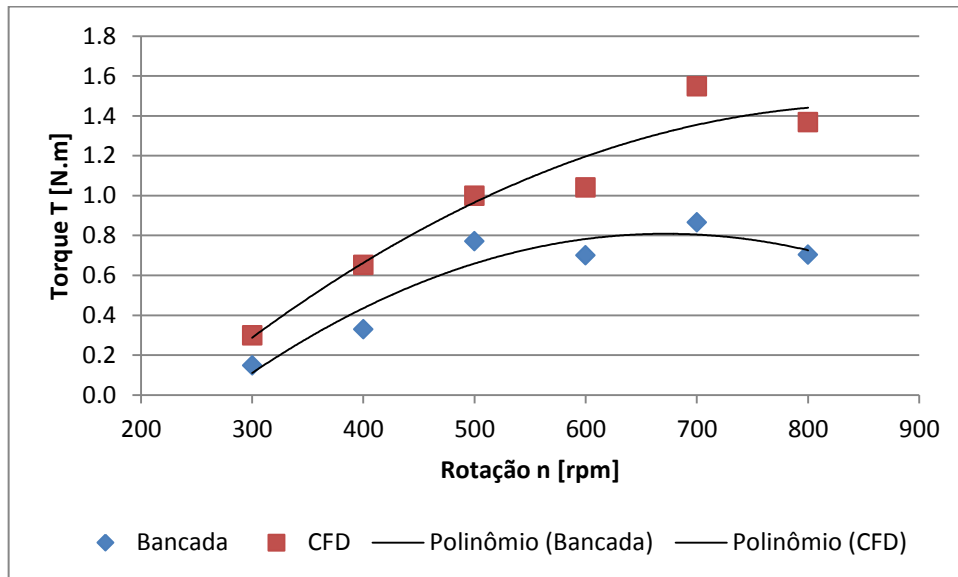


Figura 5. 7: Gráfico comparativo do torque obtido nos ensaios realizados em bancada e em CFD.

Os valores da eficiência mecânica para cada valor de rotação ensaiado calculado com as variáveis de entrada (Q) e obtidas (H , T , Ph , Pm) resultam no seguinte gráfico apresentado na Figura 5.7. Conclui-se e se valida os ensaios realizados no modelo de turbina com mesmo perfil e faixa de eficiências entre os ensaios experimentais e os ensaios em CFD. A máxima eficiência de 63% é obtida utilizando o modelo de turbina em suas devidas proporções dimensionais com vazão da ordem $Q = 0,013 \text{ m}^3/\text{s}$ e altura de queda de 0,13 m para a rotação de 300 rpm. A validação dos resultados se apresenta na comparação das curvas de eficiência do modelo experimental e do modelo computacional da Figura 5.8.

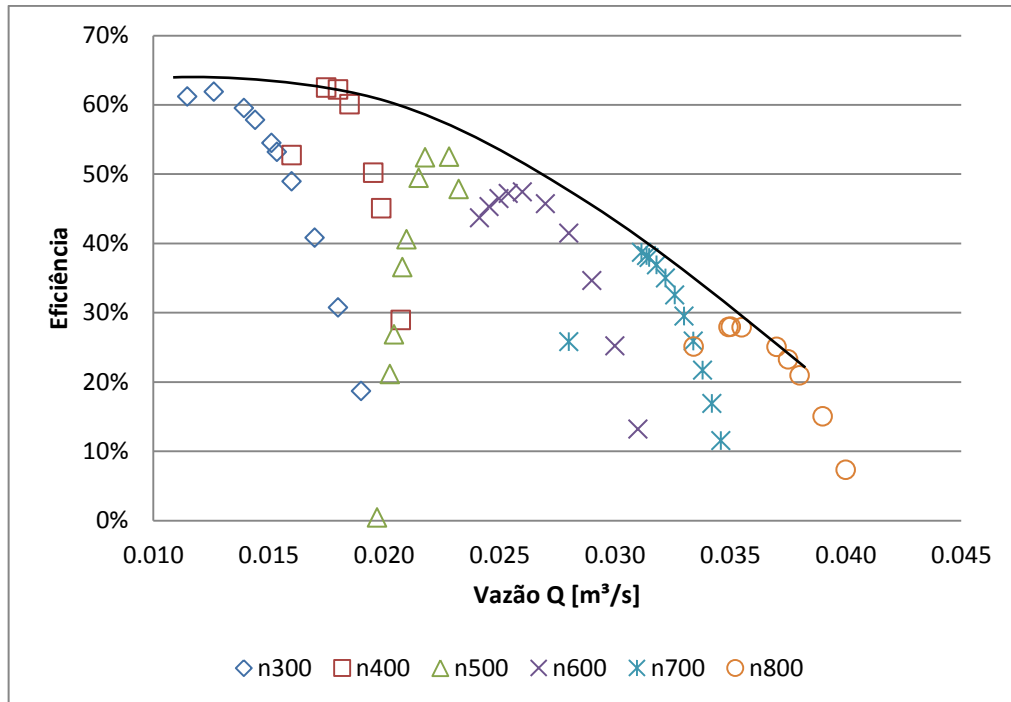


Figura 5. 8: Curva de eficiência mecânica dos ensaios em CFD.

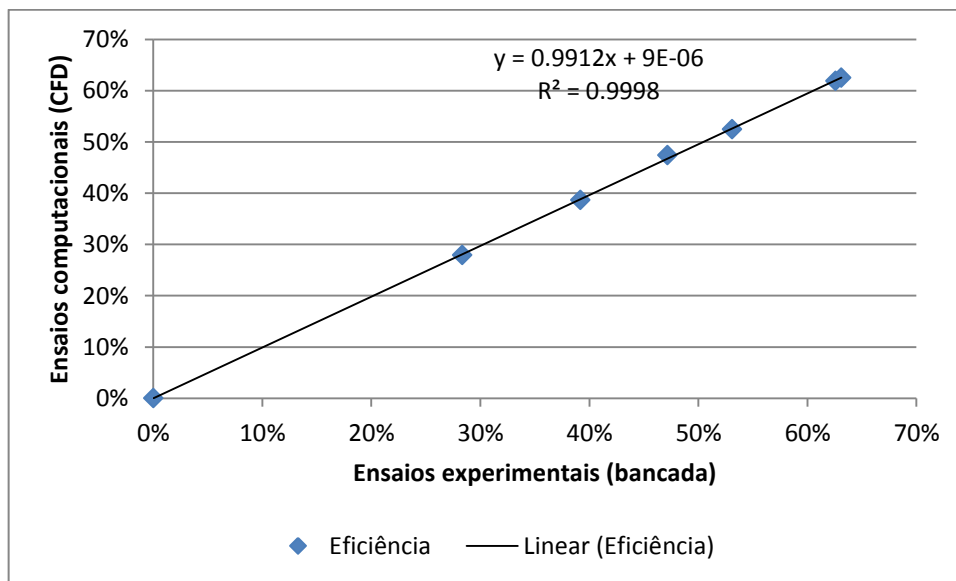


Figura 5. 9: Curva comparativa de eficiência mecânica dos ensaios experimental e em CFD.

Na Figura 5.9 o que se observa é a linha de tendência entre os resultados de eficiência dos ensaios experimentais e computacionais. A correlação dos dados representada pelo R^2 apresenta o desvio entre os dados no mesmo ponto de eficiência de 0,0002, o qual é um valor bastante baixo e que enaltece a validação entre os resultados obtidos experimentalmente e computacionalmente.

5.2.2 Análise do comportamento de dinâmica dos fluidos computacional sobre o modelo ensaiado.

O *software* Ansys CFX-Post® utilizado neste trabalho possui ferramentas avançadas de análise comportamental do escoamento sobre o objeto de estudo. Foi de interesse nesse trabalho avaliar o contorno das pressões no sistema, a ação da pressão sobre as pás e as linhas de corrente e vetores de velocidade.

5.2.2.1 Diferencial de pressão no sistema

Em turbomáquinas de reação, como é o caso das turbinas axiais, a pressão estática após a passagem pelo rotor diminui. Este efeito é obtido pelo desvio da velocidade relativa (w), uma vez que a velocidade tangencial na entrada e na saída é sempre igual (OLIVEIRA, 2012). Para uma turbina axial o efeito interno é o único responsável pela diminuição da pressão estática do fluido ao passar pelo rotor.

O efeito interno é definido como a resultante derivada da Equação de Euler das Turbomáquinas, o qual para turbomáquinas motoras é a soma do efeito centrípeto, a energia cinética do escoamento relativo e a energia cinética do escoamento absoluto (Equação 5.1). O efeito interno é representado pela Equação 5.2.

$$Y_{p\acute{\infty}} = \frac{u_5^2 - u_4^2}{2} + \frac{w_5^2 - w_4^2}{2} + \frac{c_5^2 - c_4^2}{2} \quad (\text{Equação 5.1})$$

Onde:

- 1º termo: efeito centrífugo;
- 2º termo: energia cinética de escoamento relativo;
- 3º termo: energia cinética de escoamento absoluto.

$$Y_{int\infty} = \frac{\Delta p}{\rho} = \frac{p_4 - p_5}{\rho} = \frac{u_5^2 - u_4^2}{2} + \frac{w_5^2 - w_4^2}{2} \quad (\text{Equação 5.2})$$

Onde:

$u_4 = u_5$: velocidade tangencial [m/s]

Portanto:

$$Y_{int\infty} = \frac{w_5^2 - w_4^2}{2} \quad (\text{Equação 5.3})$$

As figuras em Figura 5.10 apresentam os contornos de pressão através dos três domínios que compõem o modelo de turbina ensaiado (escoamento de esquerda à direita).



(a) $n = 300$ rpm; $Q = 0,01263$ m³/s; $\eta = 61,88\%$



(b) $n = 400$ rpm; $Q = 0,01749$ m³/s; $\eta = 62,49\%$



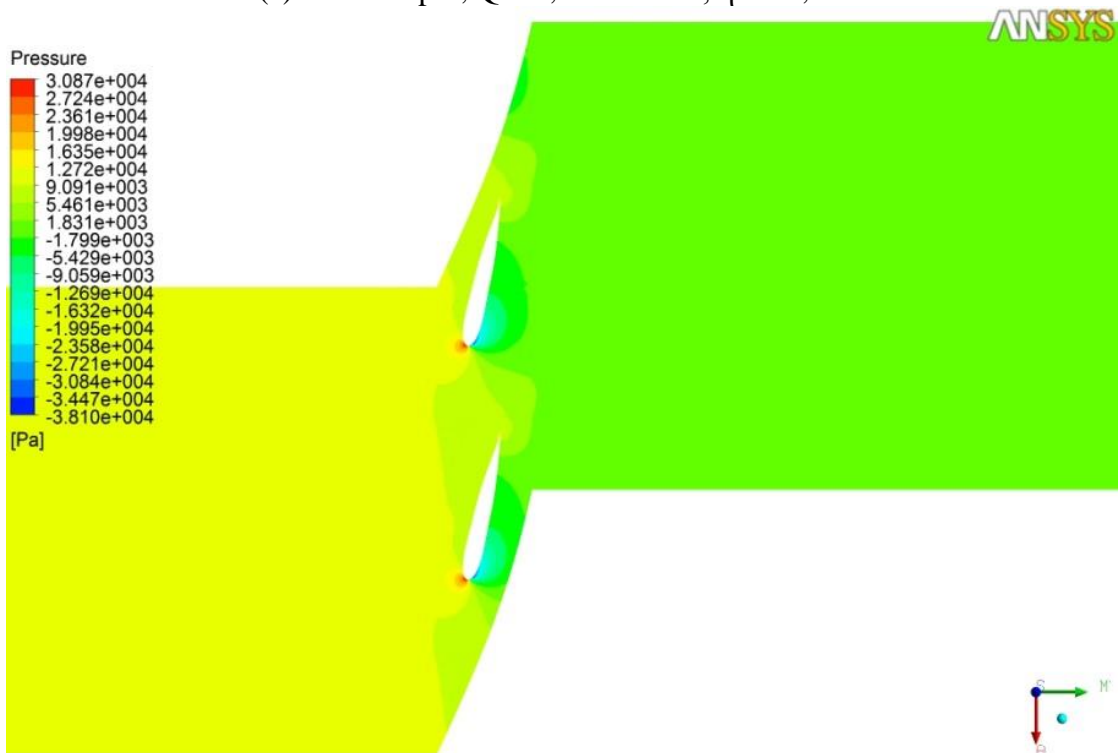
(c) $n = 500$ rpm; $Q = 0,02282$ m³/s; $\eta = 52,48\%$



(d) $n = 600$ rpm; $Q = 0,02600$ m³/s; $\eta = 47,39\%$



(e) $n = 700$ rpm; $Q = 0,03115$ m³/s; $\eta = 38,68\%$



(f) $n = 800$ rpm; $Q = 0,03503$ m³/s; $\eta = 27,93\%$

Figura 5. 10: Contorno da pressão nos domínios do modelo ensaiado.

Percebe-se nas imagens da Figura 5.10 a diferença de pressão entre os domínios de entrada e saída do modelo. Conforme a teoria do efeito interno apresentado anteriormente, a pressão após a passagem pelas pás apresenta valores baixos se comparados com a pressão a montante.

No entanto é de se destacar que apesar da variação das condições às quais o modelo foi submetido, o comportamento foi o mesmo. E também deve-se destacar as condições de pressão na região de sucção. Conforme imagens de cada ensaio na Figura 5.12, a pressão nessa região cai abruptamente de um valor muito alto no bordo de ataque (ponto de estagnação) da pá para um valor de grandezas negativas.

Essa concentração de baixíssima pressão (partindo de 5 kPa à -5 kPa) na região citada, ou região de pressão de sucção, podem gerar perdas de energia e também a propiciação de cavitação, o que pode vir a causar danos na superfície da pá, conforme será explicado no próximo item desse capítulo.

5.2.2.2 Análise da ação da pressão sobre as pás

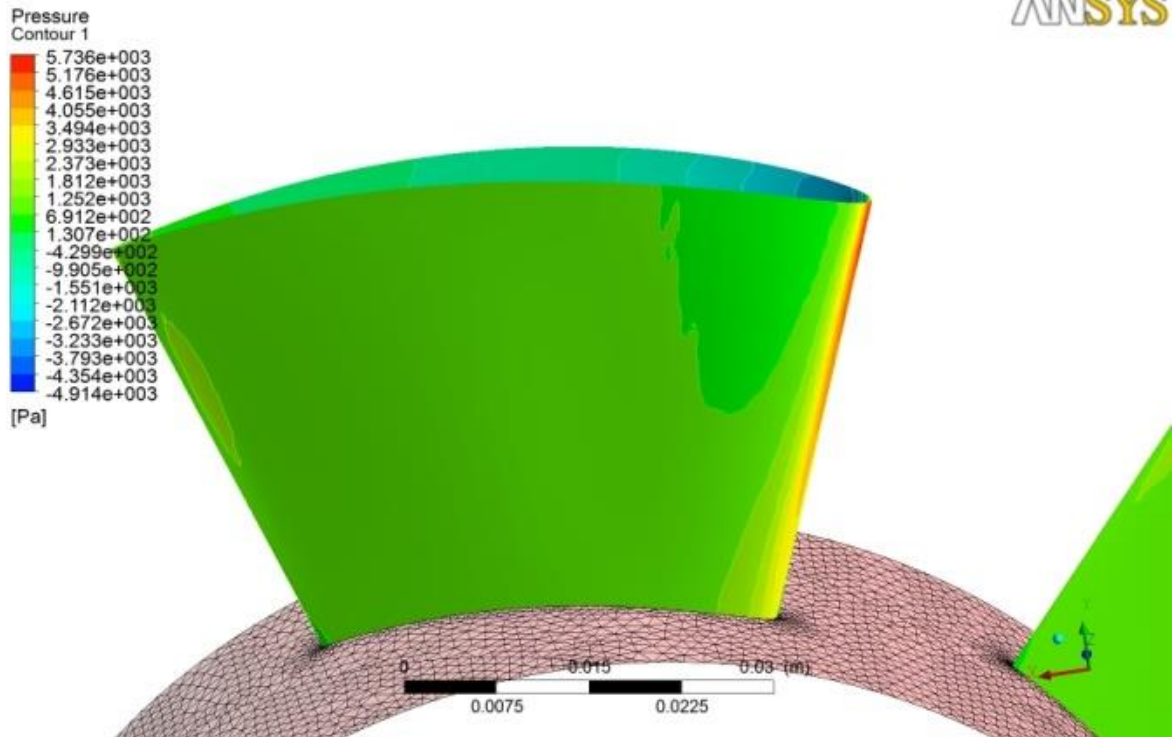
A ação do fluido sobre as pás cria um campo de pressão gerado pela força imposta pelo campo de velocidade. Essa pressão cria reações nas duas superfícies de contato nas pás: a superfície do lado de pressão e a superfície do lado de sucção.

As figuras presente em Figura 5.13 apresentam os lados de pressão e lado de sucção, respectivamente. Para cada rotação ensaiada nas condições de máxima eficiência apresentam as pressões sobre o rotor para cada condição. O que se nota é uma semelhança nas condições para cada caso com o crescimento proporcional dos valores. O fato mais relevante é a alta pressão sobre o bordo de ataque mais próximo ao lado de pressão com uma queda brusca da pressão sobre o bordo de ataque mais próximo à face de sucção. As pressões passam a se igualar conforme se aproximam ao bordo de fuga.

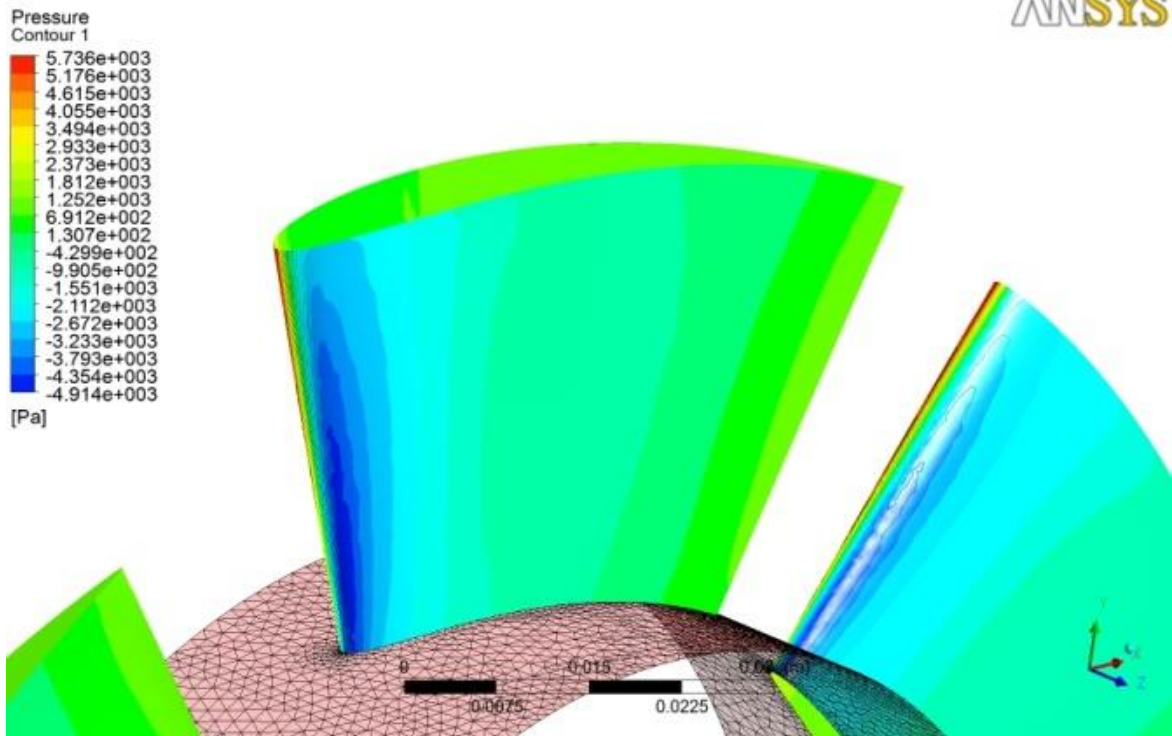
As baixíssimas pressões sobre a face de sucção acarretam consequências danosas ao sistema, podendo favorecer a ocorrência de cavitação. Dentre os danos se sobressaem:

- Perdas na potência de eixo da máquina;
- Perdas na eficiência da máquina;
- Ruídos;
- Danos às superfícies das pás.

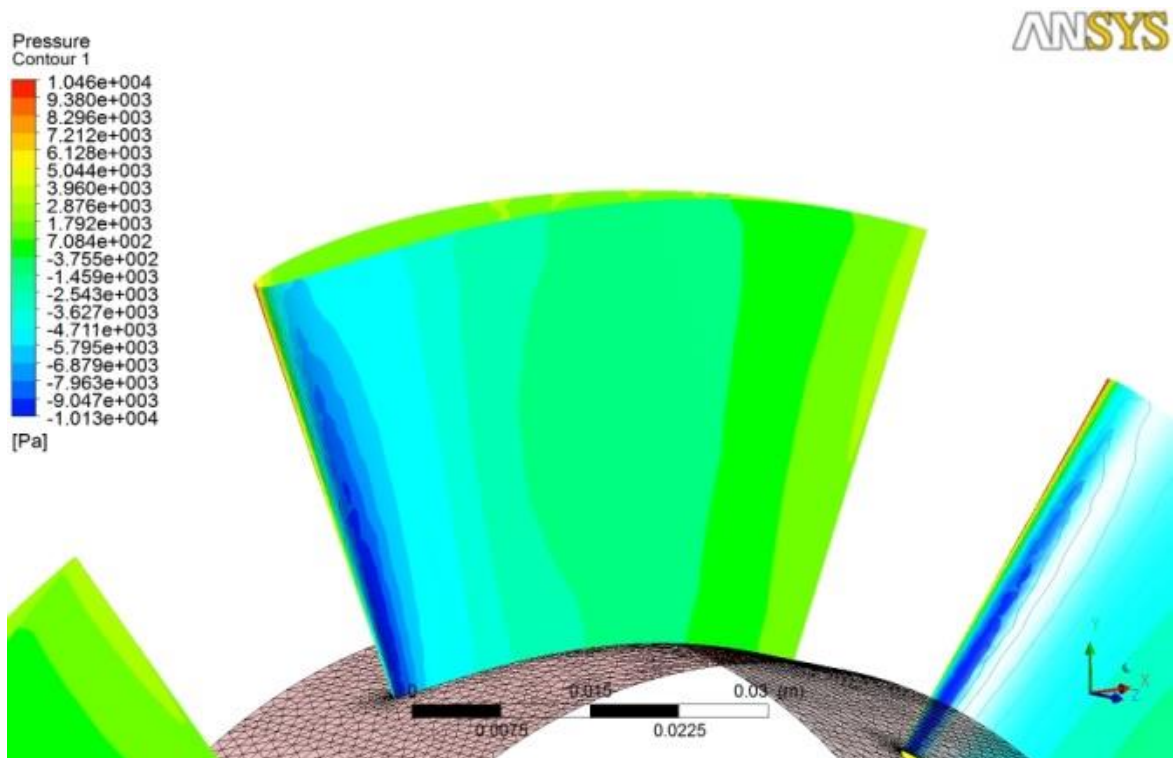
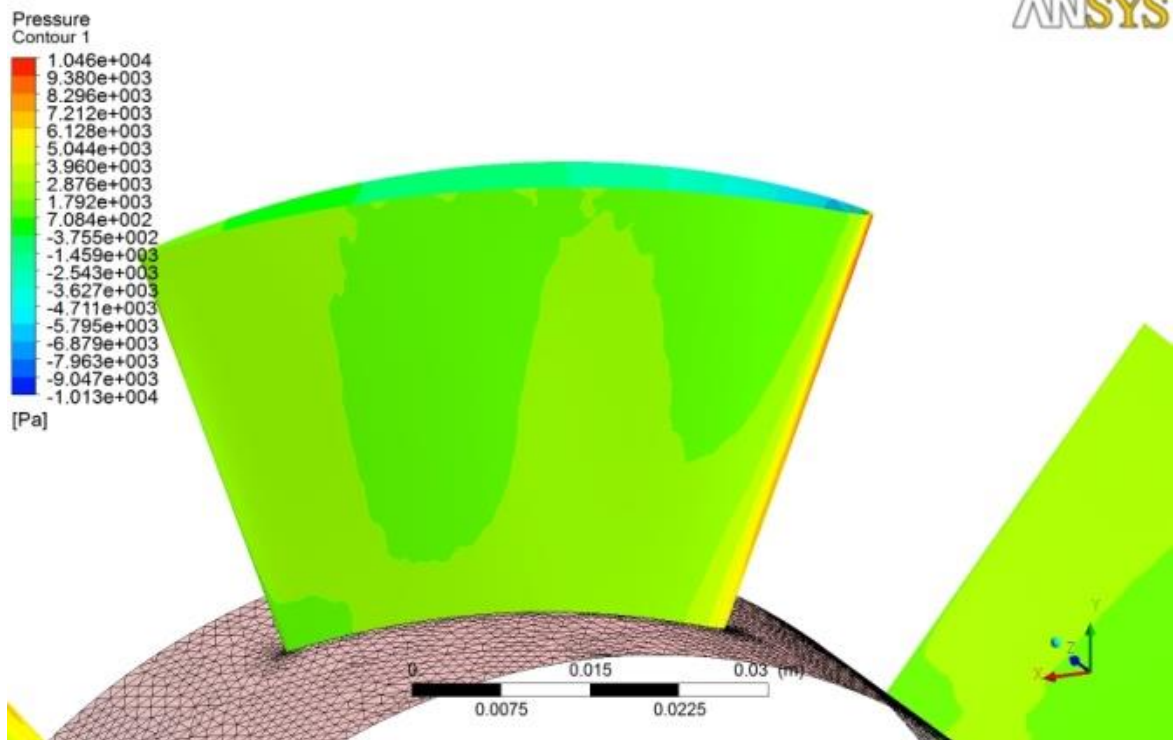
ANSYS



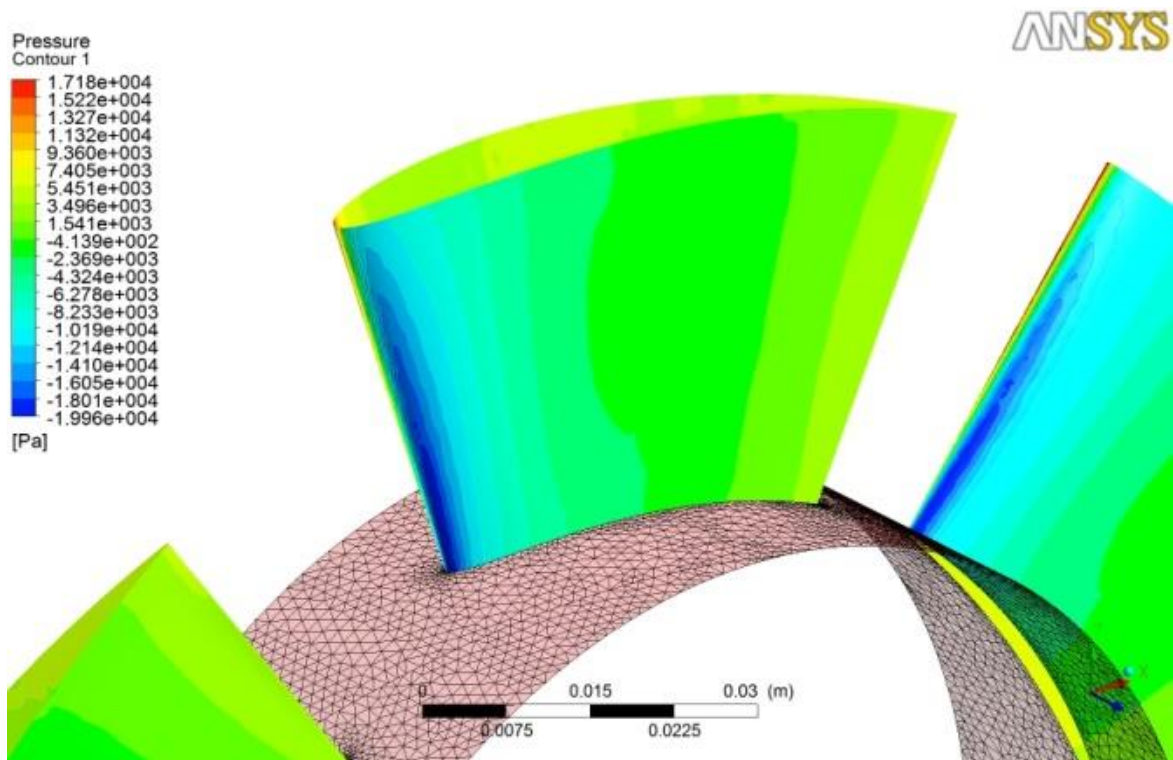
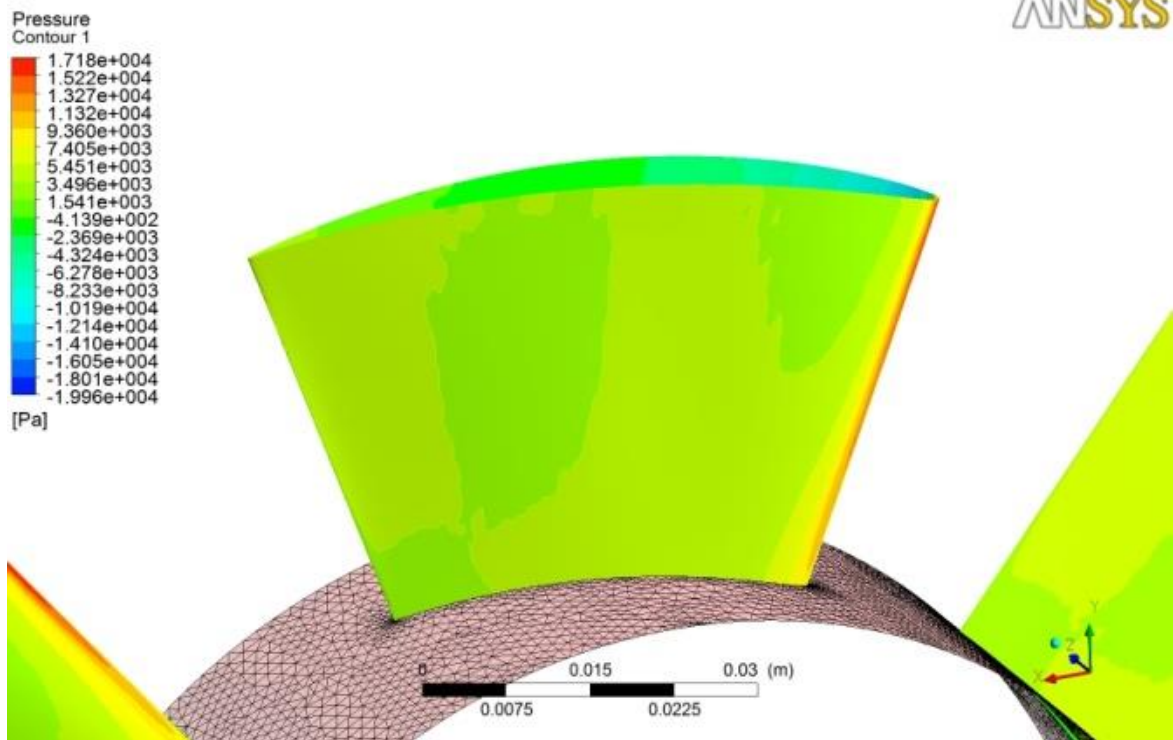
ANSYS



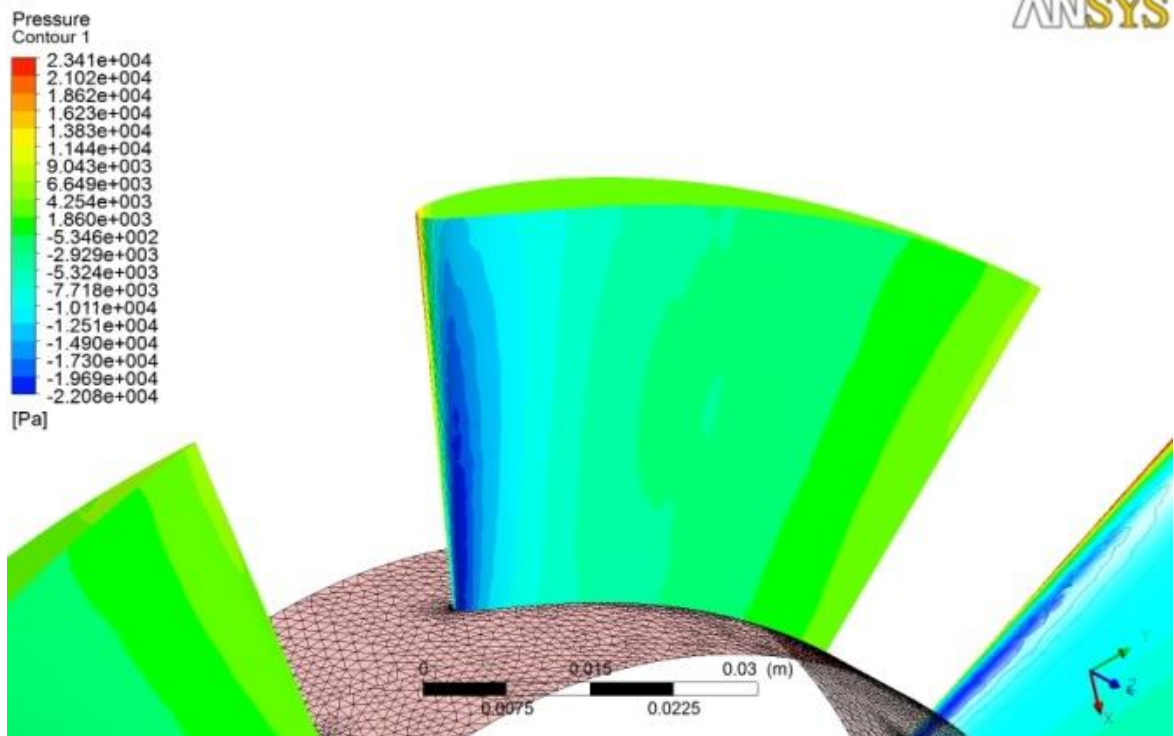
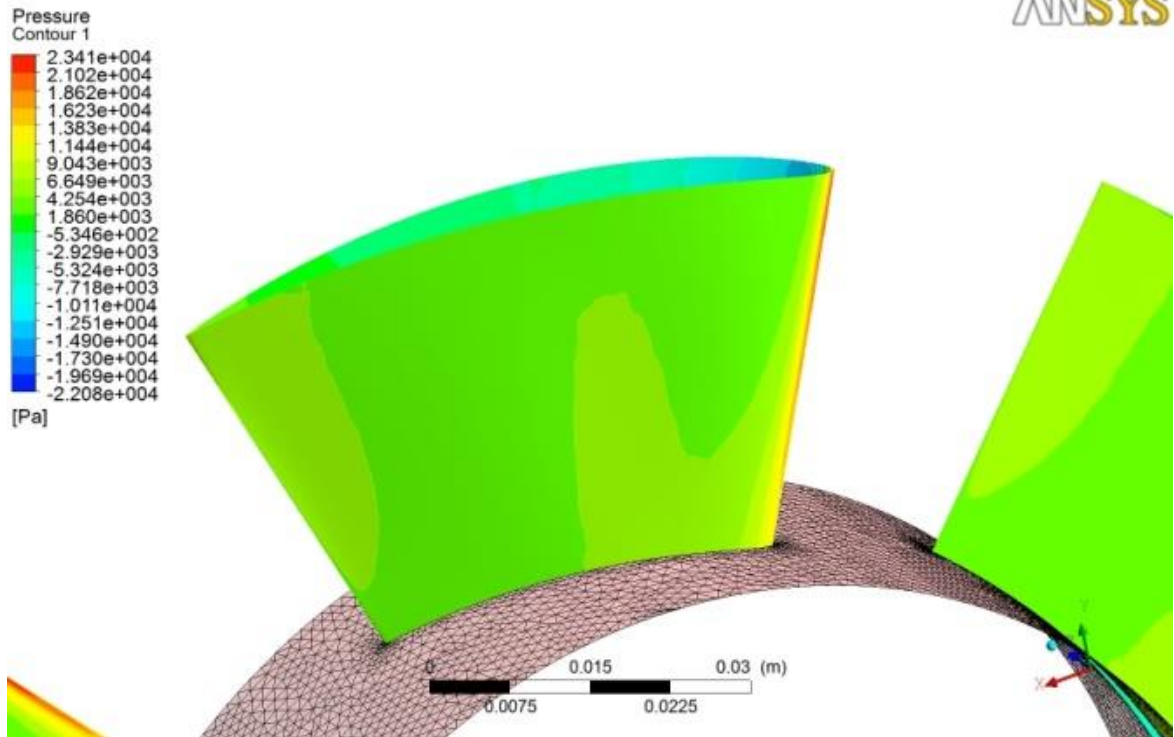
(a) $n = 300$ rpm; $Q = 0,01263$ m³/s; $\eta = 61,88\%$



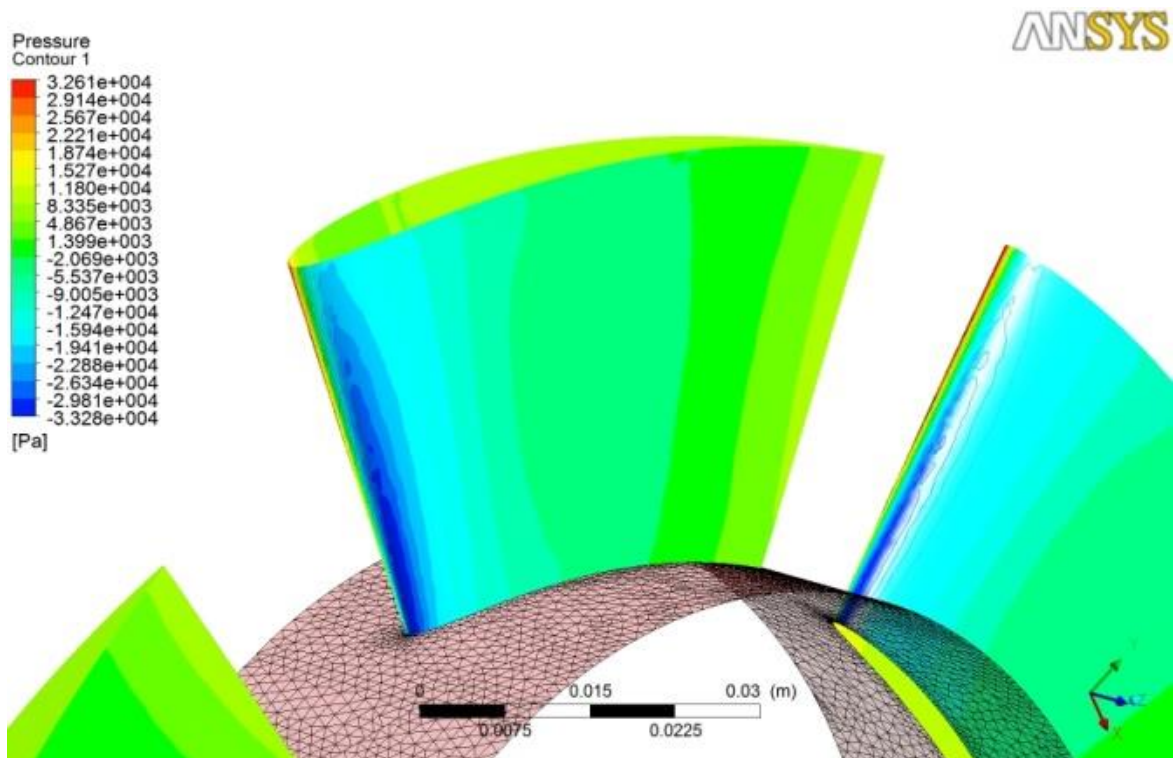
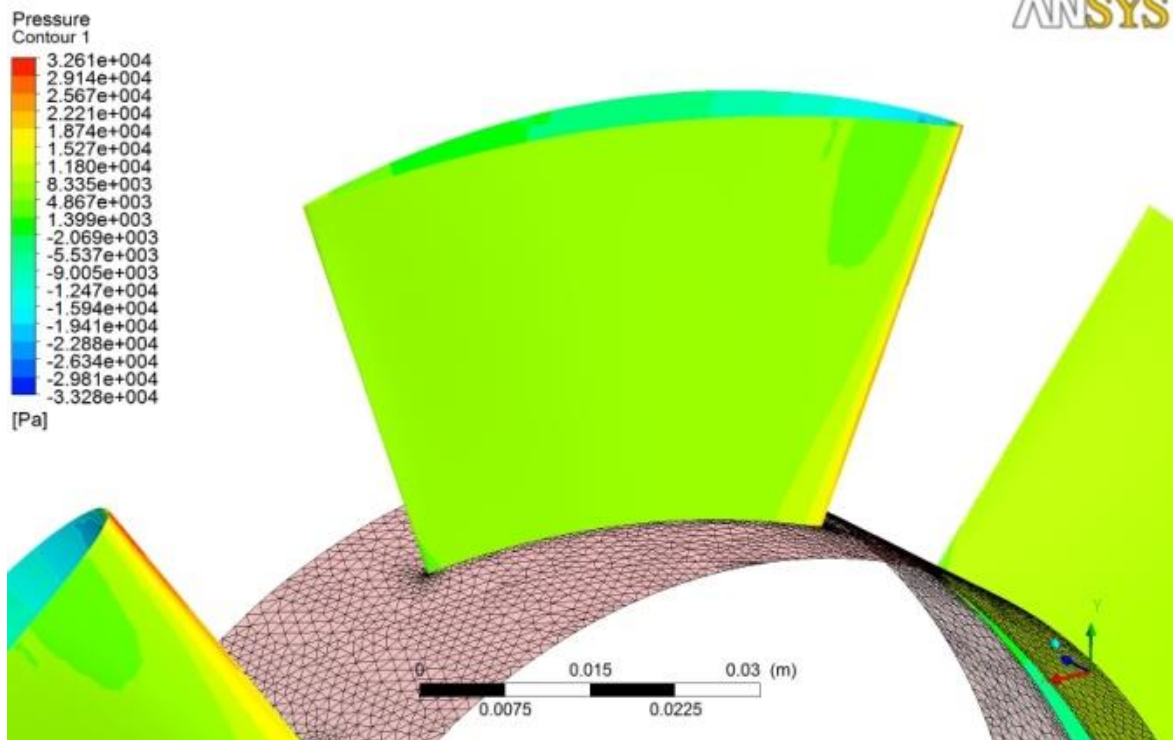
(b) $n = 400$ rpm; $Q = 0,01749$ m³/s; $\eta = 62,49\%$



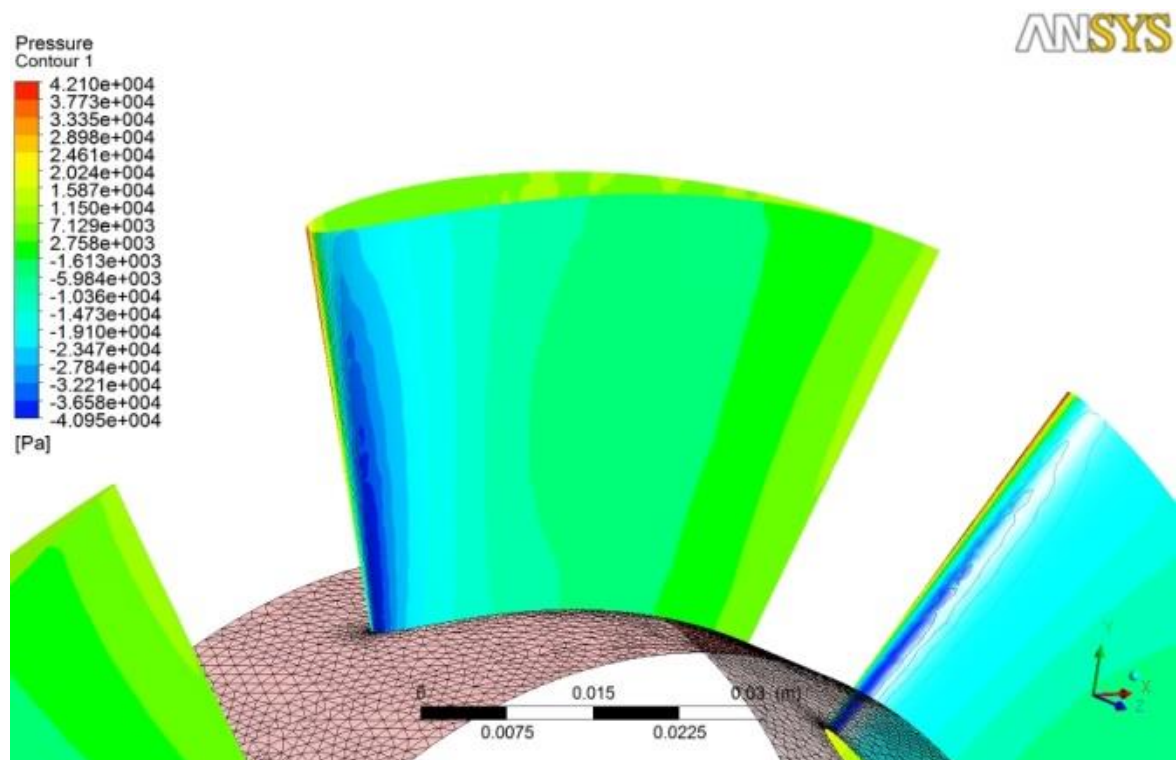
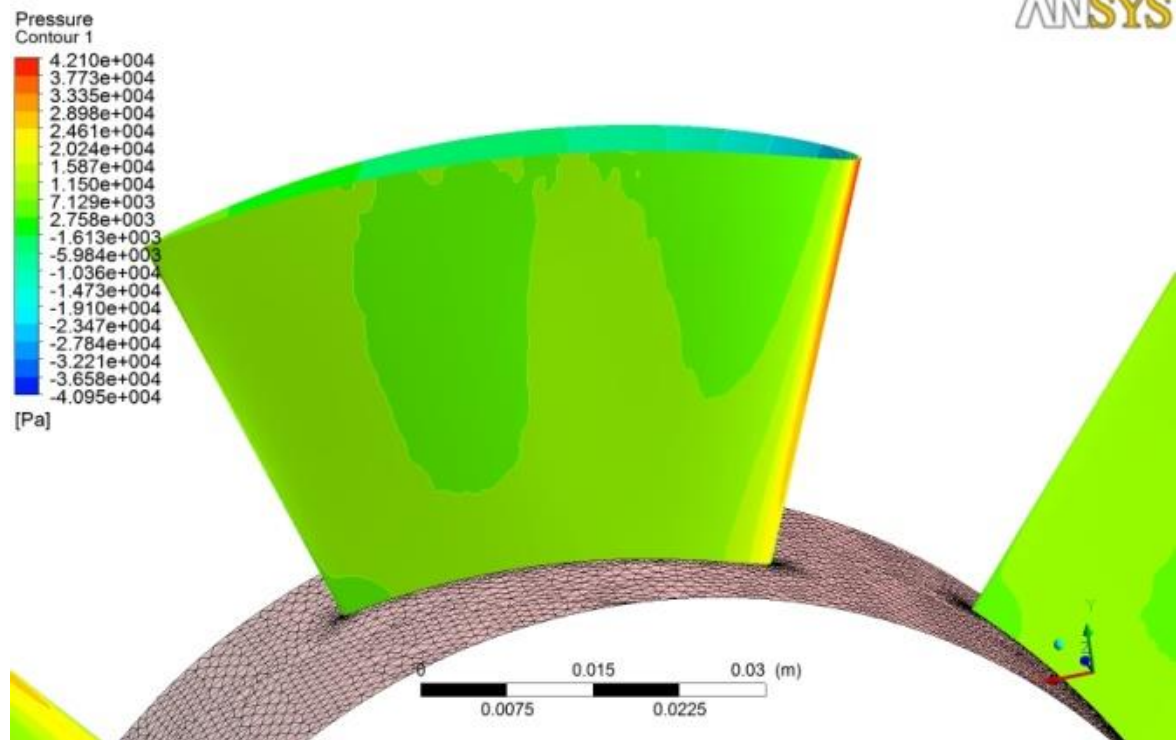
(c) $n = 500$ rpm; $Q = 0,02282$ m³/s; $\eta = 52,48\%$



(d) $n = 600 \text{ rpm}$; $Q = 0,02600 \text{ m}^3/\text{s}$; $\eta = 47,39\%$



(e) $n = 700$ rpm; $Q = 0,03115$ m³/s; $\eta = 38,68\%$



(f) $n = 800$ rpm; $Q = 0,03503$ m³/s; $\eta = 27,93\%$

Figura 5. 11: Contorno da pressão sobre as pás do rotor nos lados de pressão e sucção.

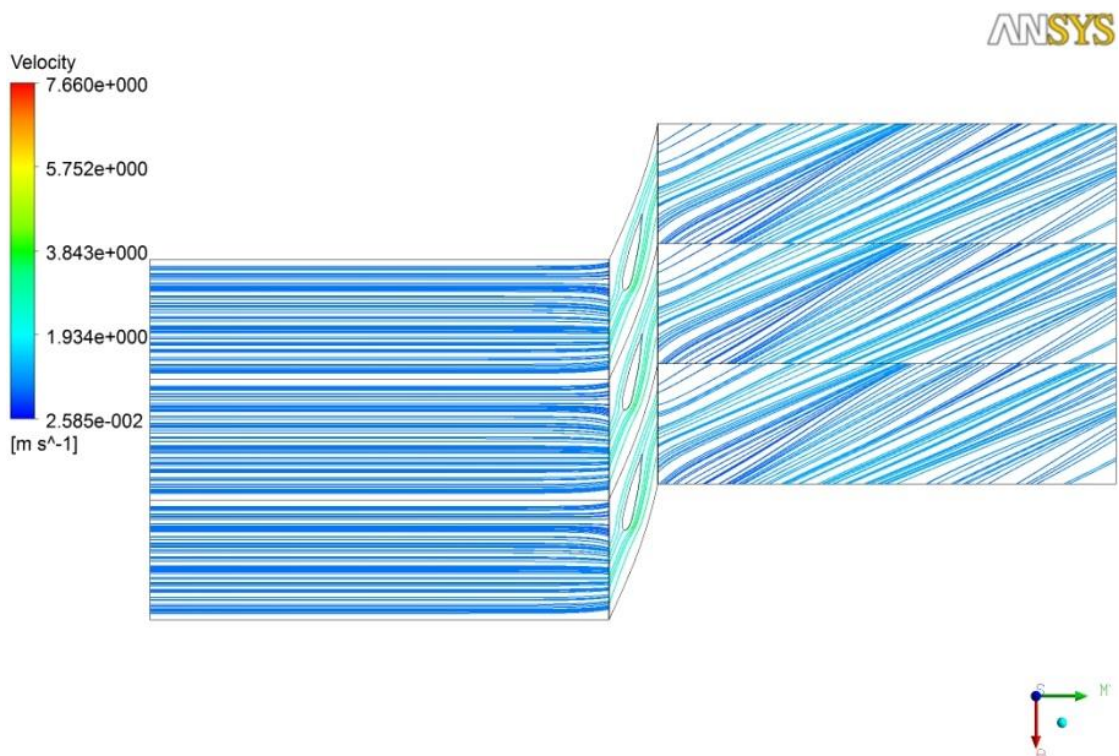
Nas figuras acima, a pressão máxima sobre as pás apresentaram valores de aproximadamente 5,8 kPa para a rotação ensaiada de 300 rpm e 42 kPa para a rotação ensaiada de 800 rpm. As

pressões mais baixas na região próxima ao bordo de ataque nestas condições foi de -4,9 kPa à -40,1 kPa.

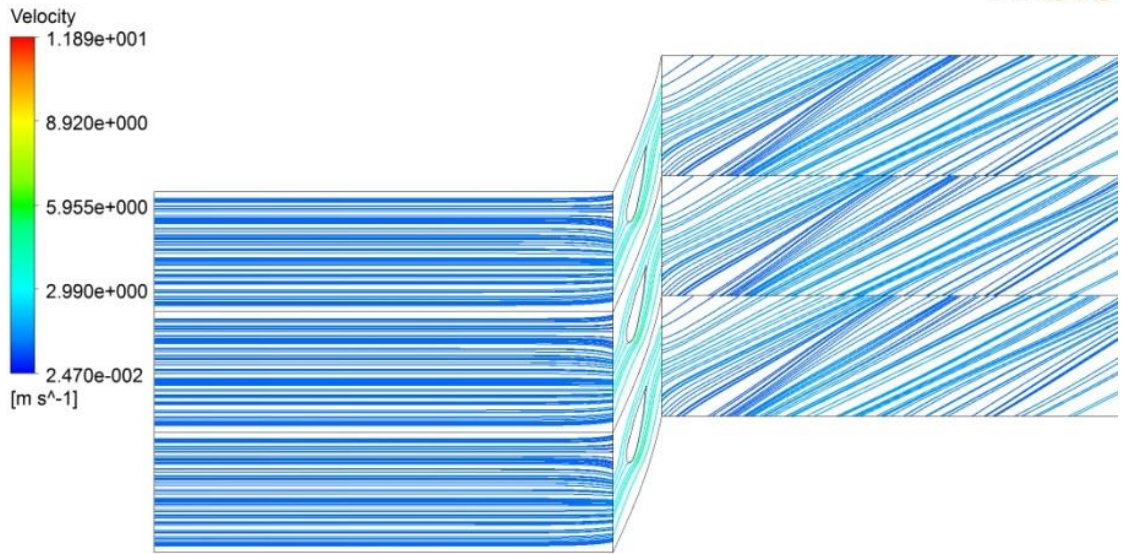
Os contornos de pressão negativa não se apresentam no bordo de fuga, o que sugere uma acertada posição quanto ao posicionamento do ângulo da pá. Este posicionamento não produz no escoamento um descolamento da camada limite que possa ser evidenciado nas figuras, o que o mostra que o ângulo determinado favorecem no escoamento. Seu valor variou de aproximadamente 0,13 kPa à 2,7 kPa, entre 300 rpm e 800 rpm ensaiados.

5.2.2.3 Velocidades e linhas de corrente

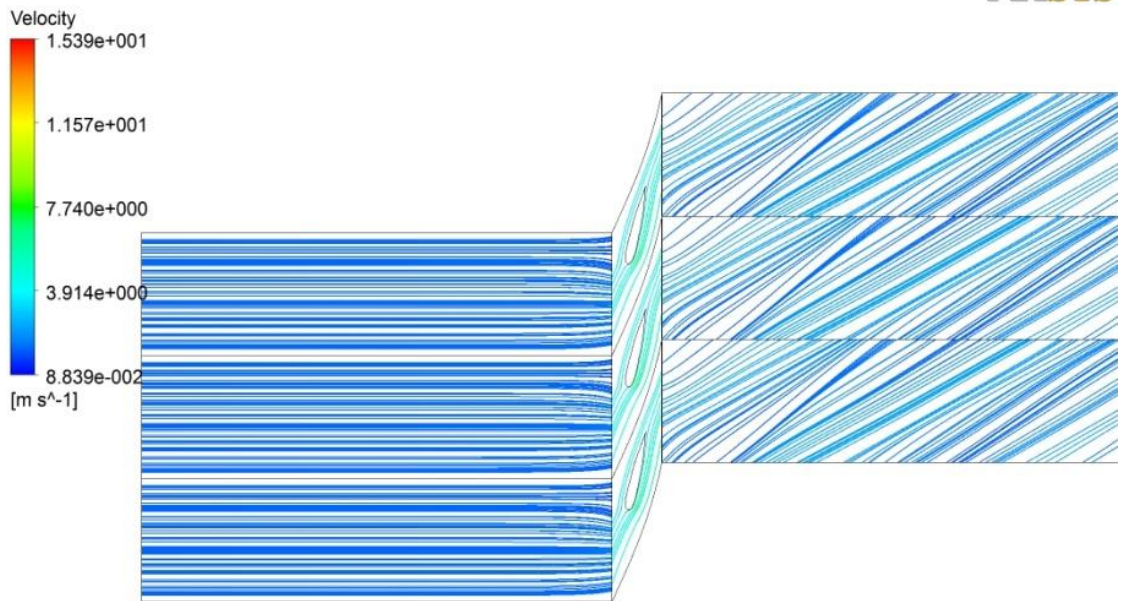
As imagens presentes em Figura 5.12 apresentam o traçado das linhas de corrente e na Figura 5.13 as imagens apresentam os vetores de velocidade do fluxo nos três domínios do modelo de turbina. Apesar da variação de valores proporcional para cada caso ensaiado, nota-se que a tendência permanece a mesma em comparação de cada caso.



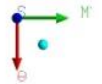
(a) $n = 300 \text{ rpm}$; $Q = 0,01263 \text{ m}^3/\text{s}$; $\eta = 61,88\%$

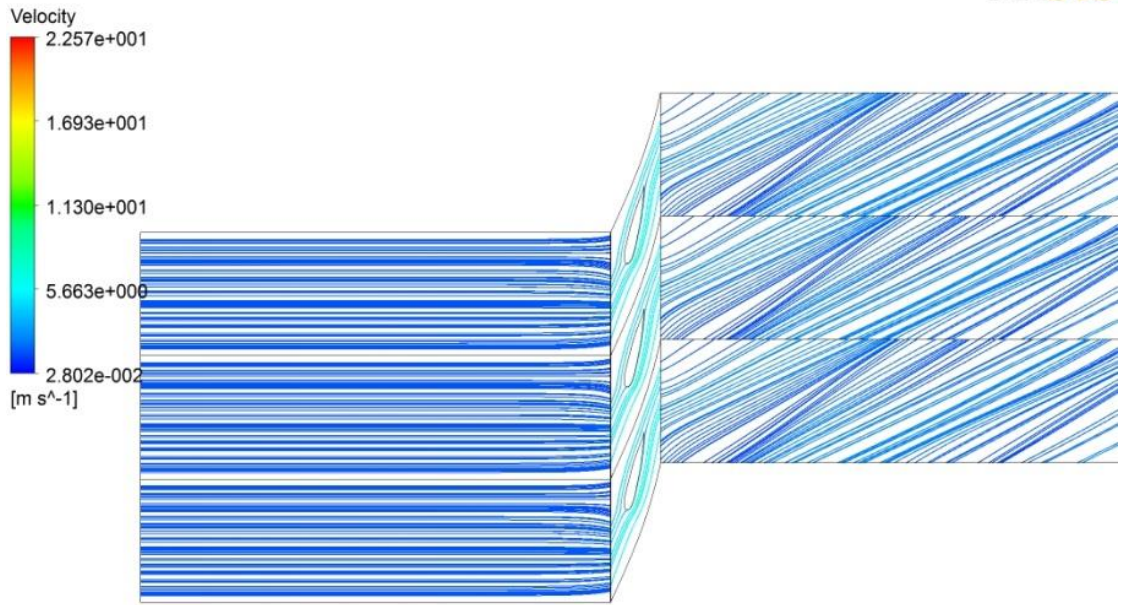


(b) $n = 400$ rpm; $Q = 0,01749$ m³/s; $\eta = 62,49\%$

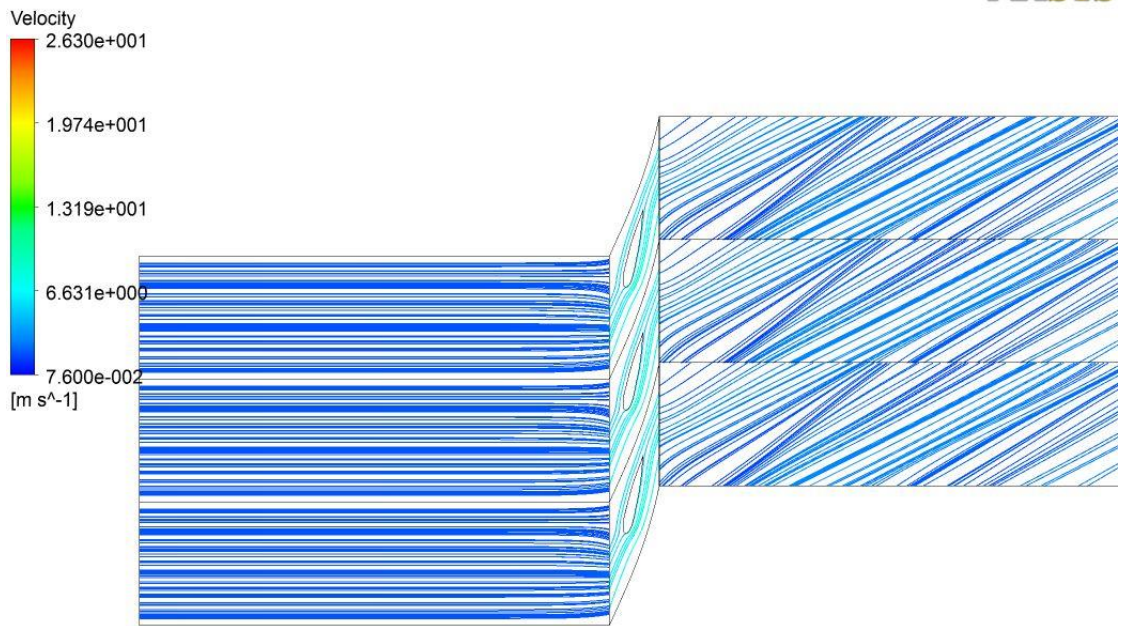


(c) $n = 500$ rpm; $Q = 0,02282$ m³/s; $\eta = 52,48\%$

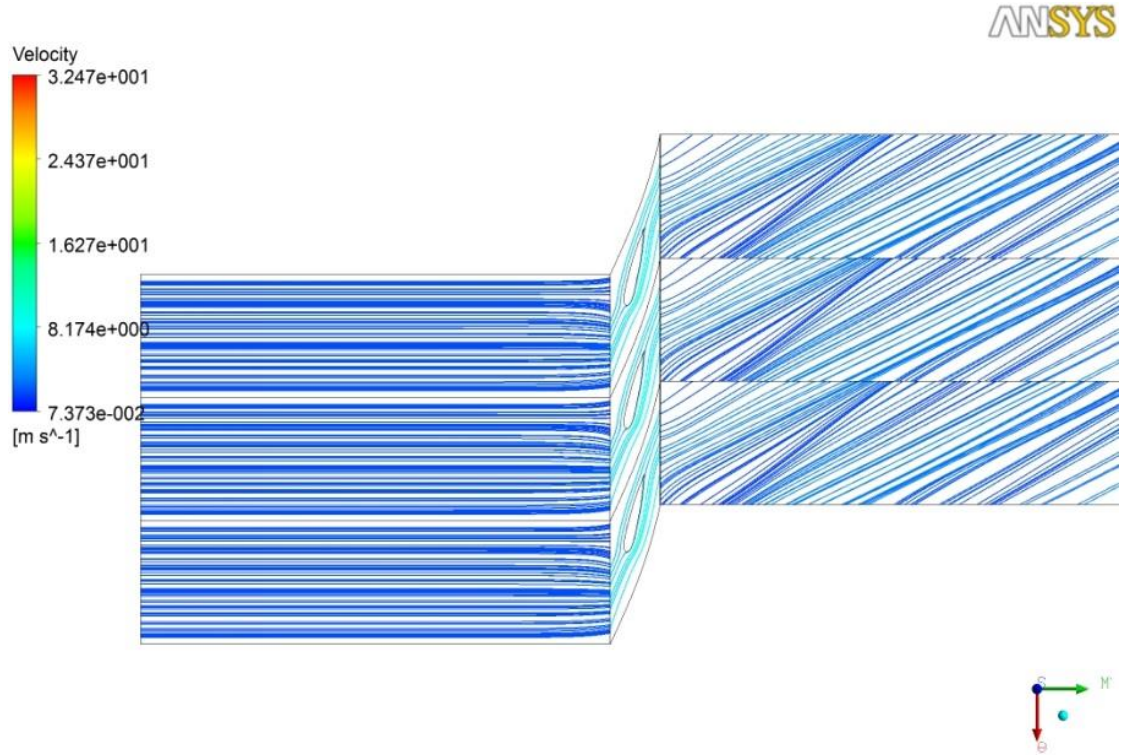




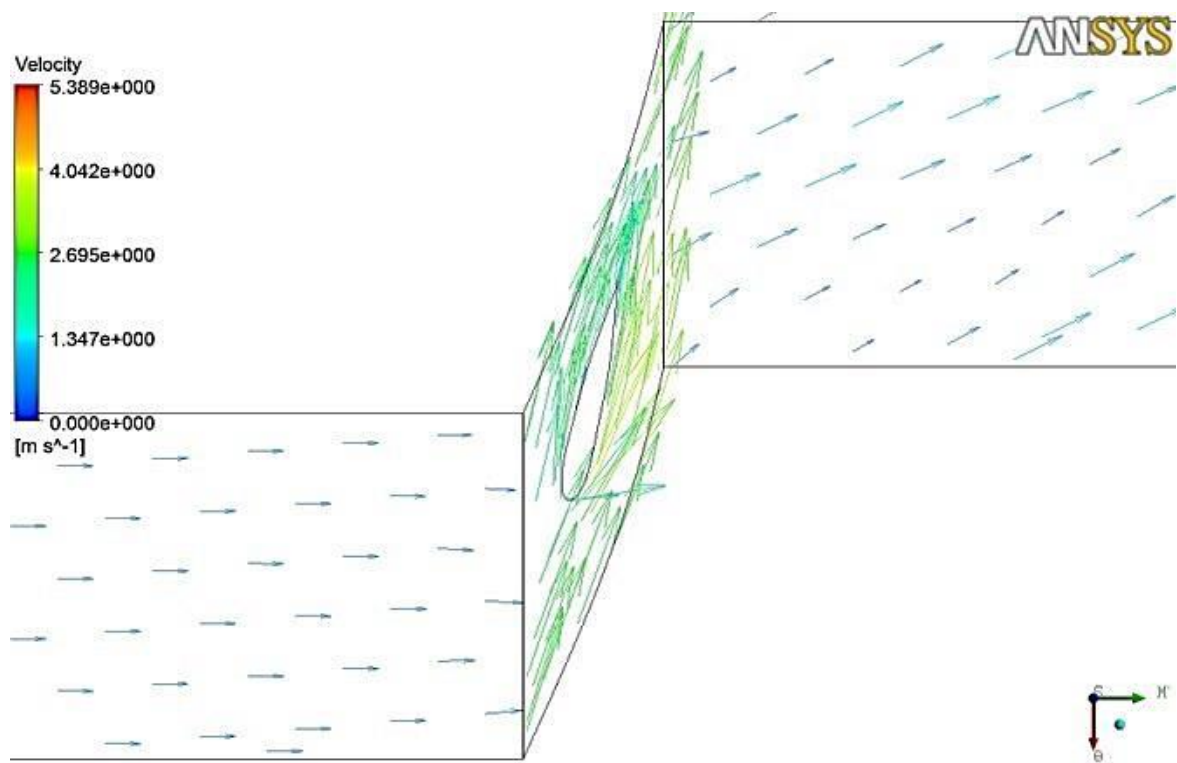
(d) $n = 600$ rpm; $Q = 0,02600$ m³/s; $\eta = 47,39\%$



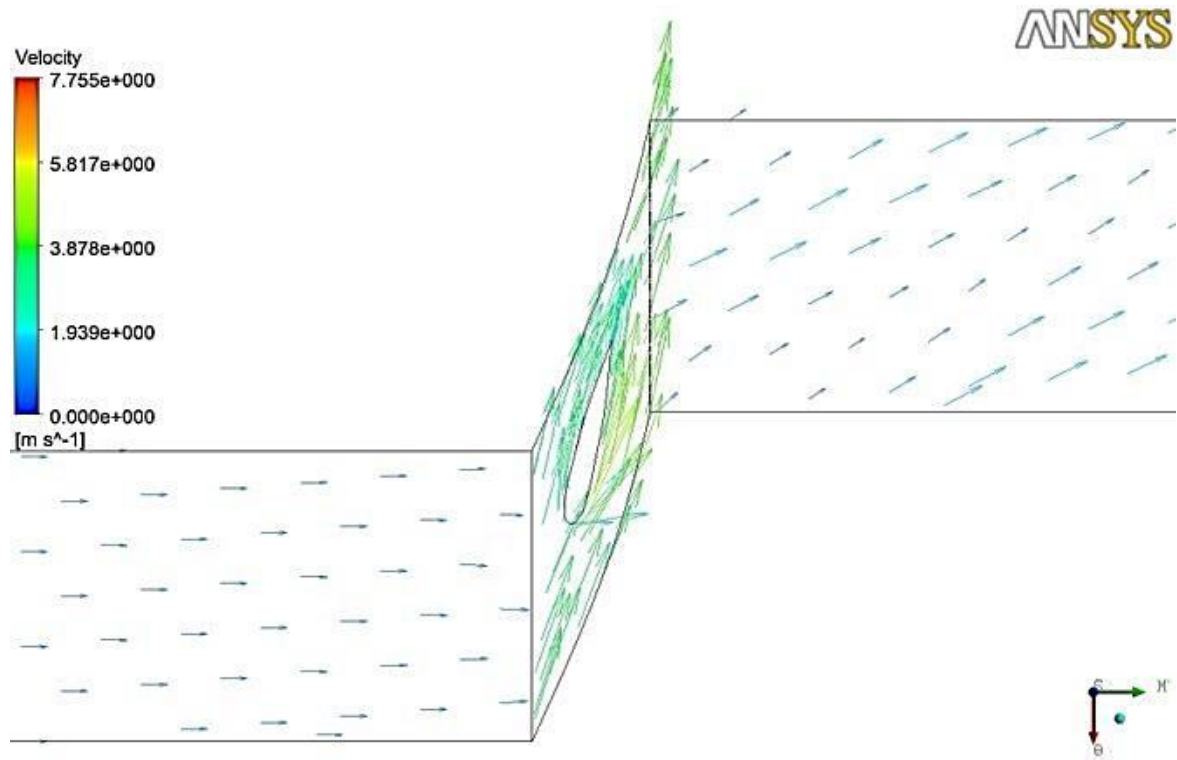
(e) $n = 700$ rpm; $Q = 0,03115$ m³/s; $\eta = 38,68\%$



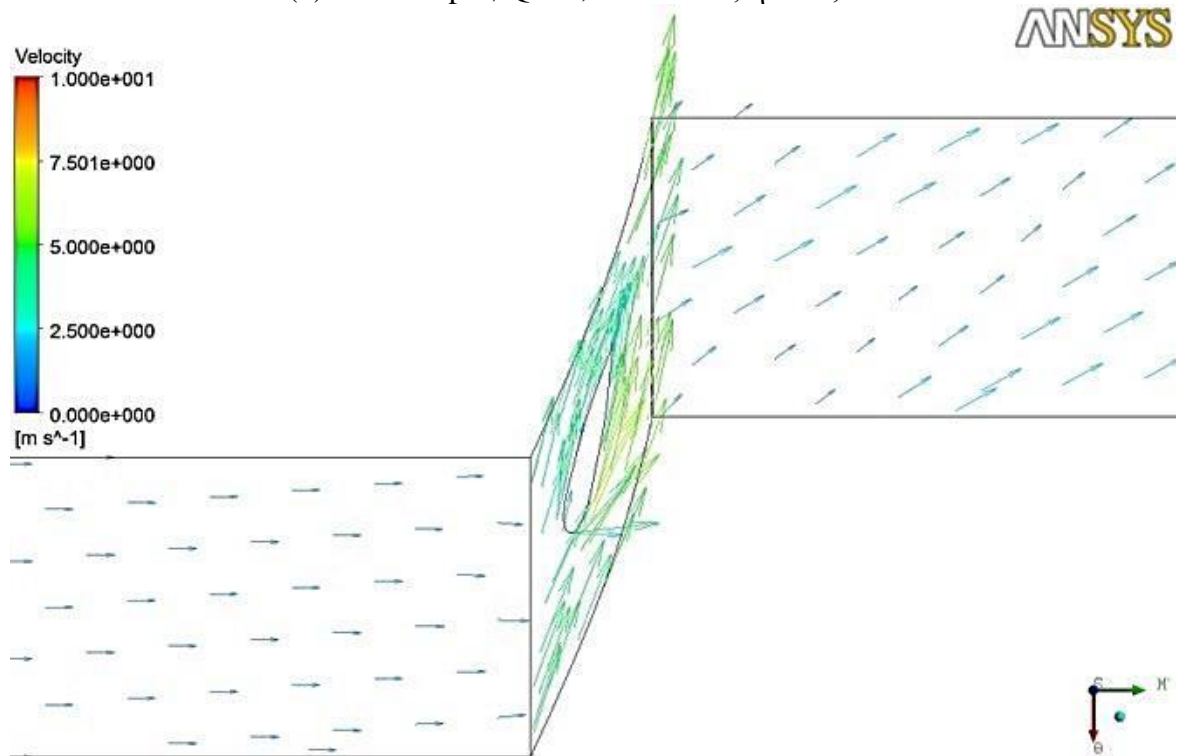
(f) $n = 800$ rpm; $Q = 0,03503$ m³/s; $\eta = 27,93\%$
Figura 5. 12: Linhas de corrente e vetores de velocidade.



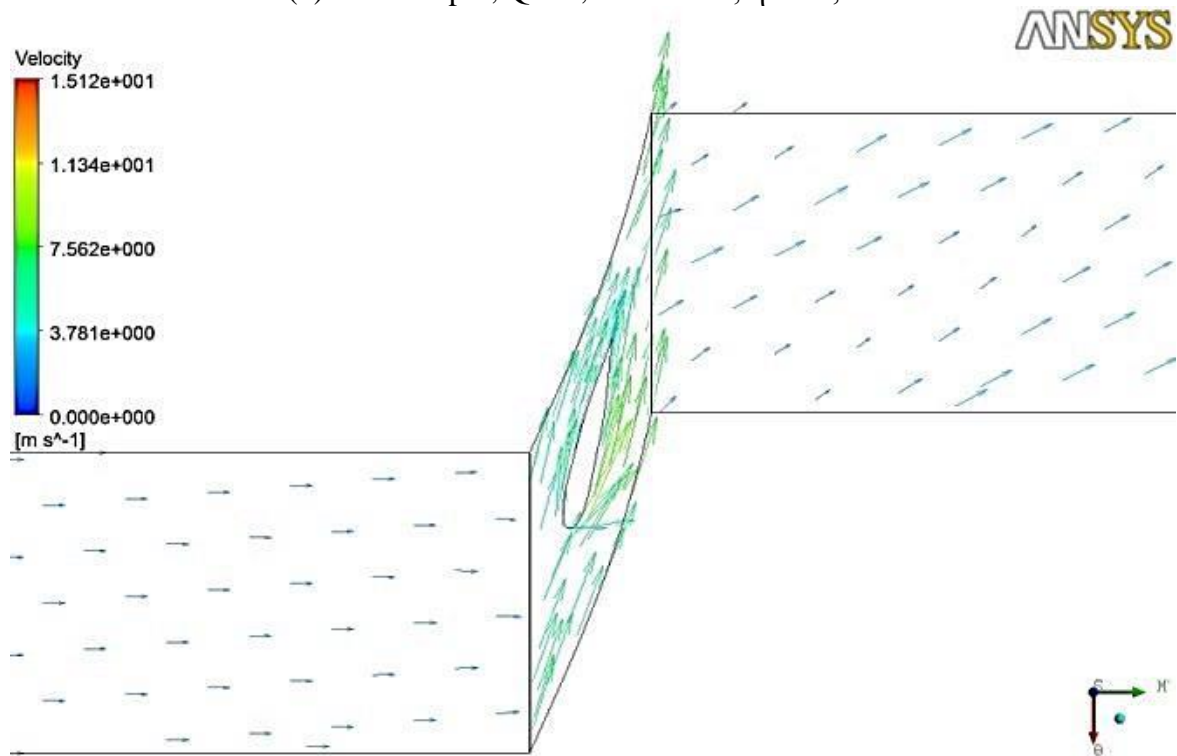
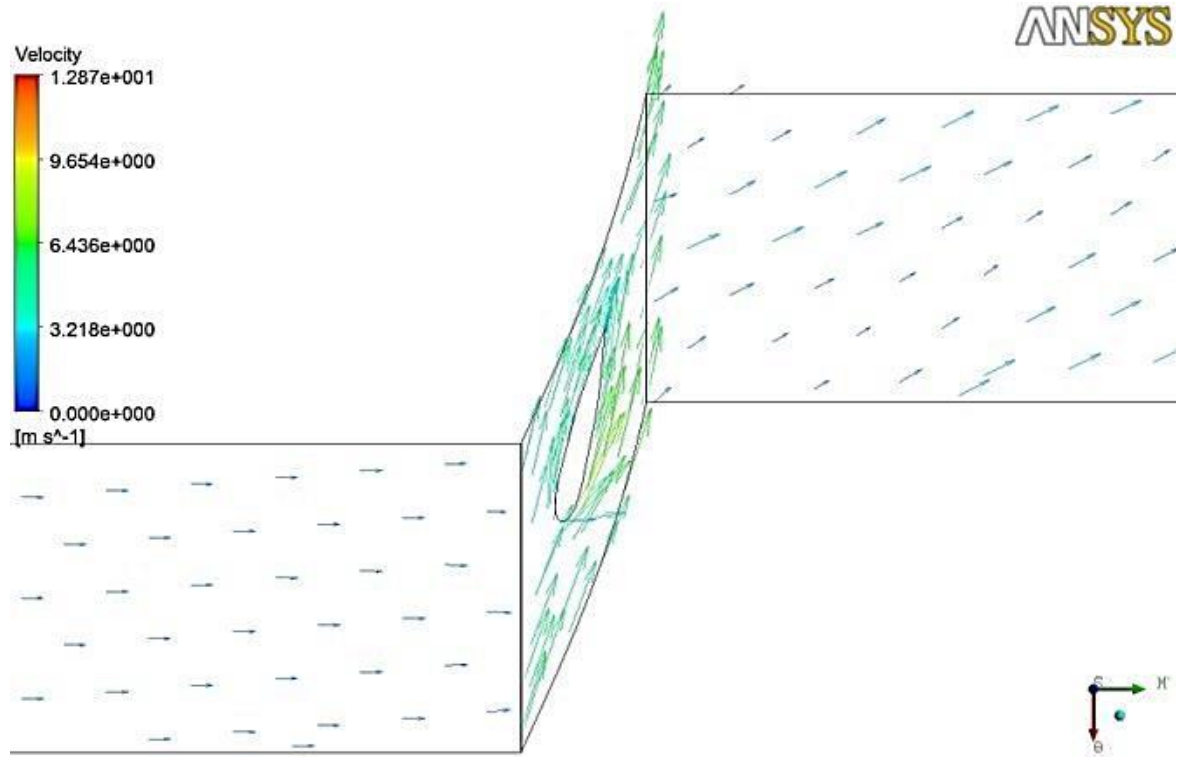
(a) $n = 300$ rpm; $Q = 0,01263$ m³/s; $\eta = 61,88\%$

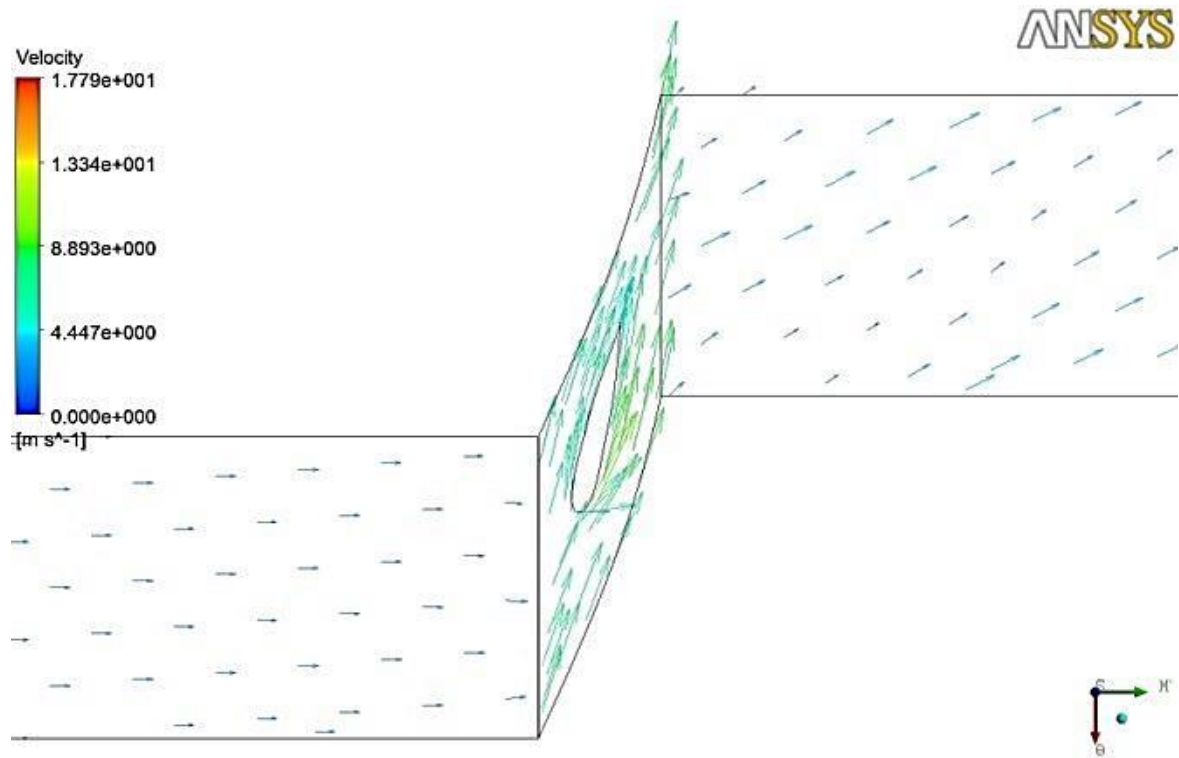


(b) $n = 400$ rpm; $Q = 0,01749$ m³/s; $\eta = 62,49\%$



(c) $n = 500$ rpm; $Q = 0,02282$ m³/s; $\eta = 52,48\%$



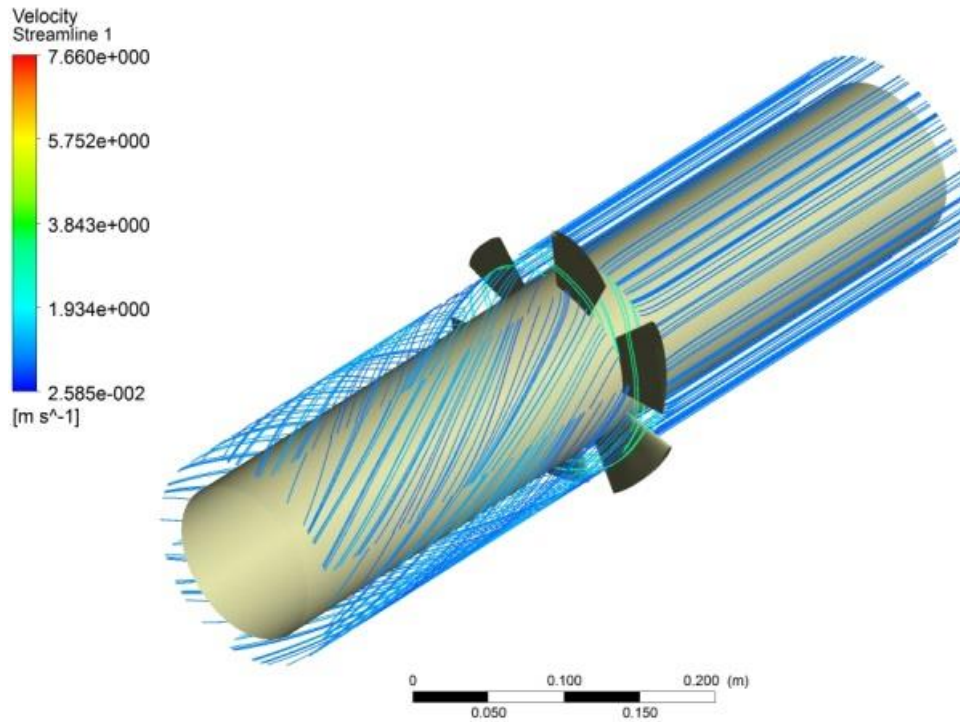


(f) $n = 800$ rpm; $Q = 0,03503$ m³/s; $\eta = 27,93\%$

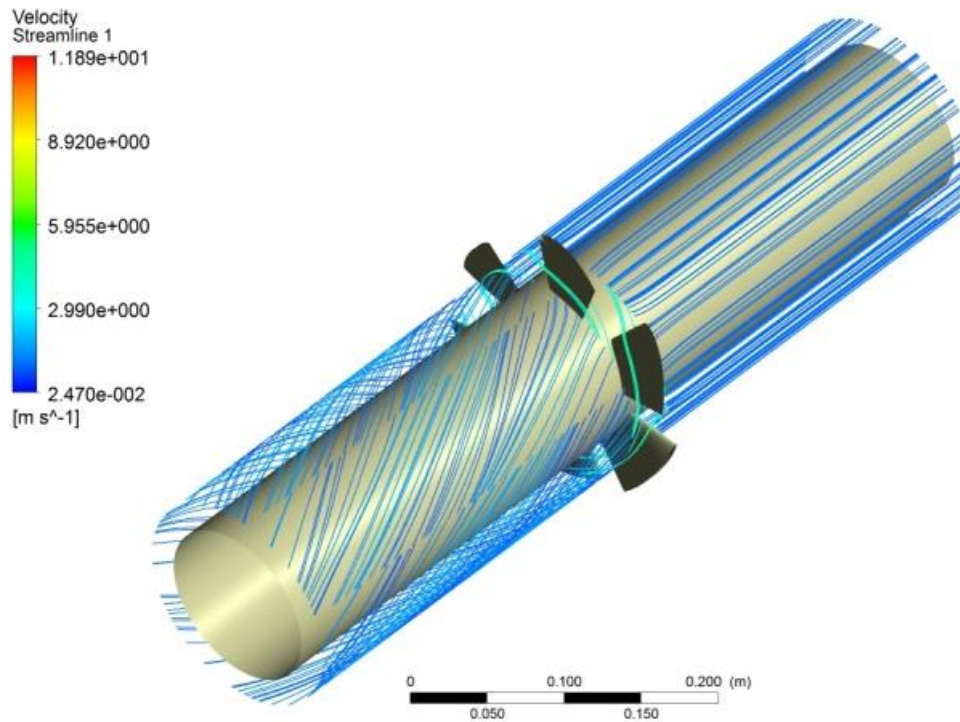
Figura 5. 13: Vetores de velocidade.

Os vetores de velocidade ao passarem pelo domínio do rotor têm sua intensidade aumentada, com acréscimo no sentido tangente à camada limite das pás. Nas imagens da Figura 5.13 essa afirmação fica explícita quando observado estes vetores, onde representam a velocidade relativa do escoamento, para cada ponto derivado da superfície das pás onde os vetores estão posicionados.

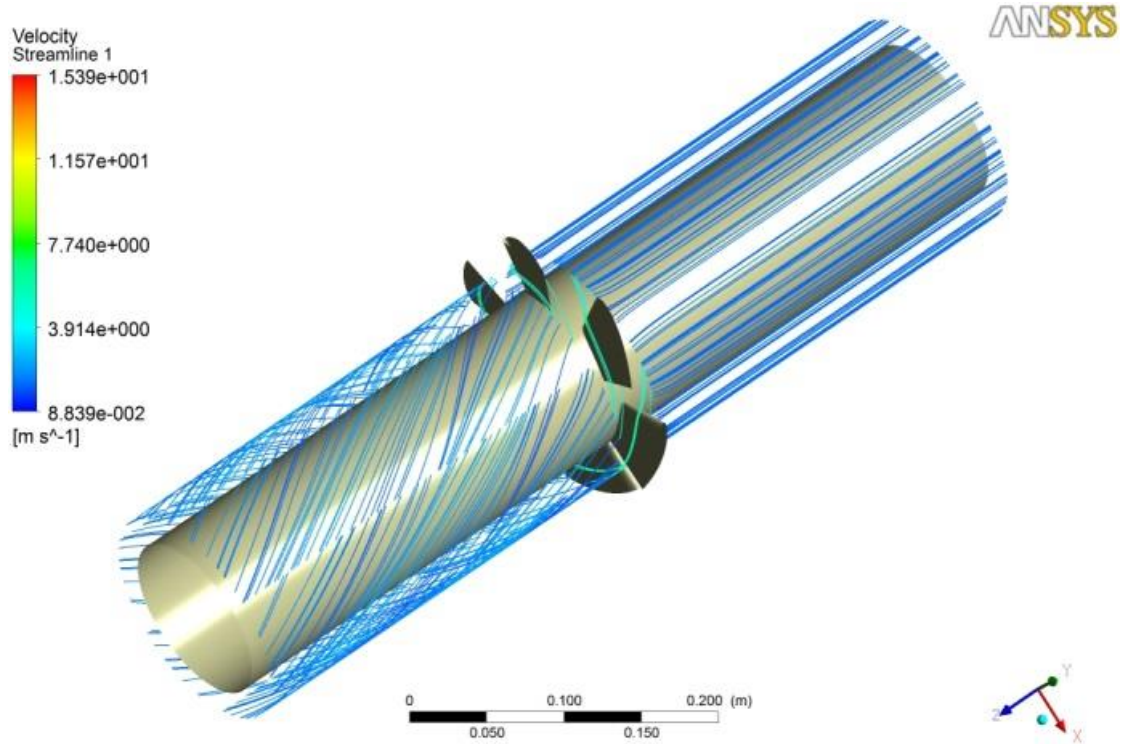
Após a passagem pelo domínio do rotor, os vetores no domínio de saída decrescem do seu valor, mas sua velocidade absoluta é representada por sentido angular se comparado ao domínio de entrada, devido ao fenômeno da vorticidade devido ao escoamento turbulento. Seu ponto de estabilidade não foi averiguado nos ensaios em CFD por não serem de maior interesse para este estudo.



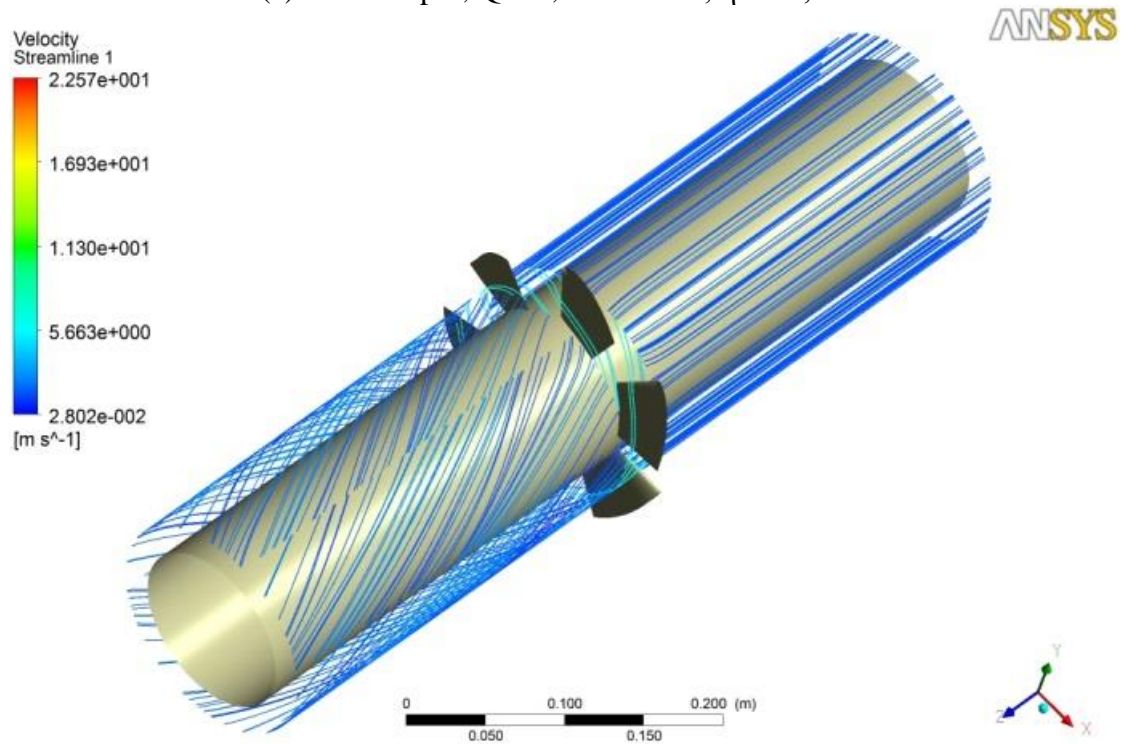
(a) $n = 300$ rpm; $Q = 0,01263$ m³/s; $\eta = 61,88\%$



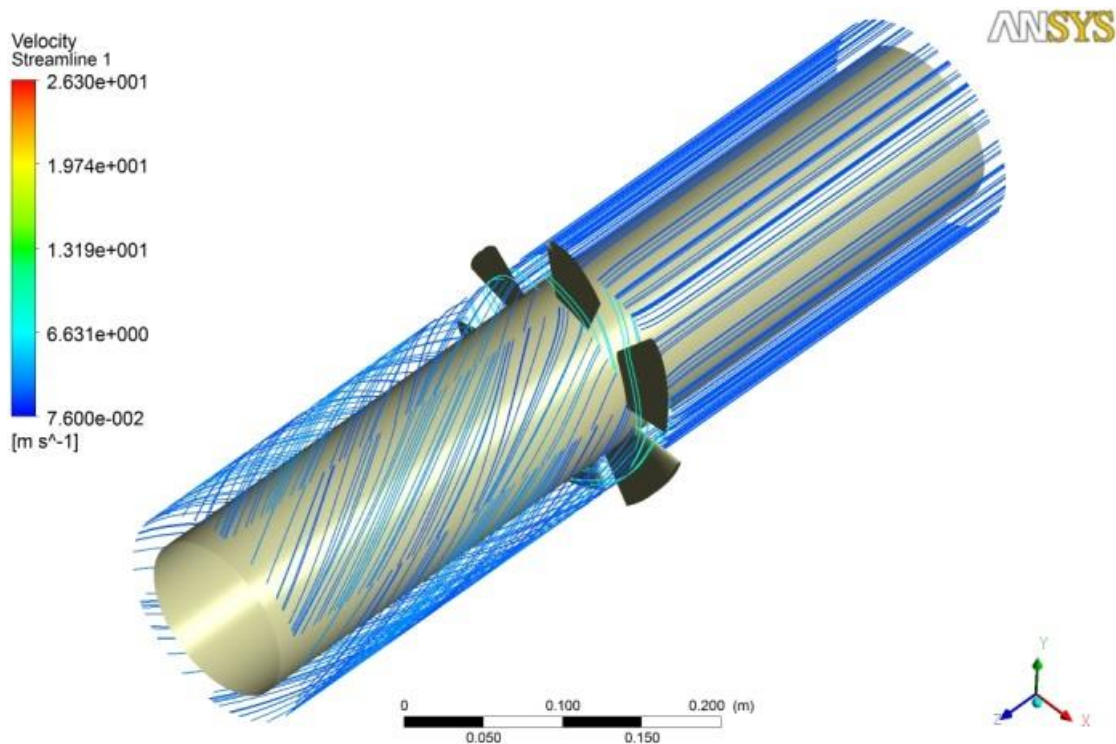
(b) $n = 400$ rpm; $Q = 0,01749$ m³/s; $\eta = 62,49\%$



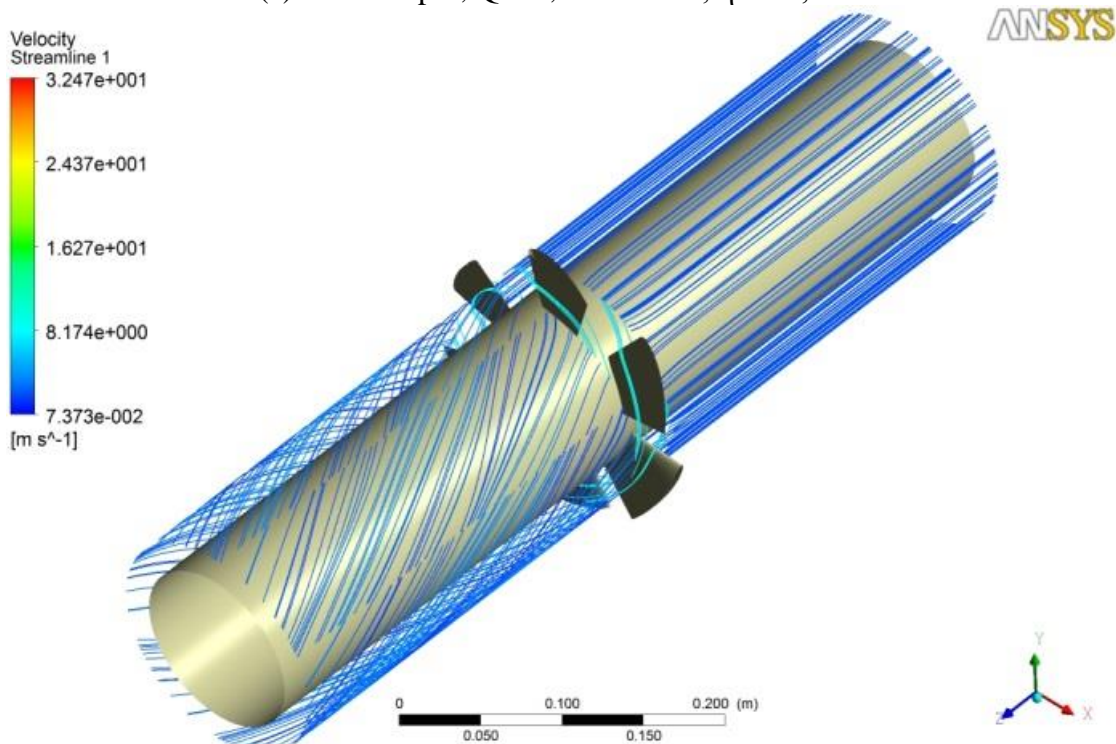
(c) $n = 500$ rpm; $Q = 0,02282$ m³/s; $\eta = 52,48\%$



(d) $n = 600$ rpm; $Q = 0,02600$ m³/s; $\eta = 47,39\%$



(e) $n = 700$ rpm; $Q = 0,03115$ m³/s; $\eta = 38,68\%$



(f) $n = 800$ rpm; $Q = 0,03503$ m³/s; $\eta = 27,93\%$

Figura 5. 14: Linhas de corrente da velocidade do fluido passando pelos 3 domínios em vista isométrica.

Nota-se que as linhas de corrente passam para uma condição de vorticidade após passar pelas pás, conforme visto nas Figuras 5.12 e 5.14. No modelo ensaiado, o domínio de saída foi gerado com comprimento igual ao do domínio de entrada, sem que se fosse considerado um

comprimento válido para avaliar o ponto de estabilidade do fluxo, sendo a condição em que o escoamento recupera sua direção axial. No entanto, a análise do comportamento do escoamento após o rotor não é de interesse, visto que a validação das eficiências mecânicas de eixo, cujo ser o maior foco deste trabalho foi atingido.

CAPÍTULO 6

CONCLUSÕES E SUGESTÕES

6.1 Conclusões

O presente trabalho apresentou o desenvolvimento de um modelo de turbina inovador e de aplicação inédita. Sua concepção foi baseada e adaptada de um tipo de turbina para diferente funcionalidade, porém análoga. Dentre estas adaptações devem ser citadas:

- Diferente fluido de trabalho, onde o modelo original opera com ar comprimido e o modelo atual opera com água, vindo a influenciar no seu projeto construtivo;
- O modelo de turbina atual opera em função da energia potencial quando o modelo original opera em função da pressão dentro da câmara de ar e da velocidade do ar;
- Aplicação de conceitos de teoria em turbomáquinas hidráulicas na adaptação do modelo desenvolvido.

O modelo foi desenvolvido inicialmente para operar utilizando artifícios para a otimização da eficiência, tais quais como utilizar as pás com inclinação e aumentar as forças de sustentação e arrasto sobre as pás, e utilizar de distribuidores para direcionar o fluxo. O presente trabalho foi realizado de modo a avaliar apenas o modelo de rotor nas condições propostas.

O que se conclui do trabalho realizado, sendo este de desenvolver e ensaiar experimentalmente e computacionalmente é que os objetivos foram atingidos. Seguem as conclusões específicas para cada etapa de destaque deste trabalho, seguido de sugestões para trabalhos futuros.

O modelo de turbina foi desenvolvido tendo como base trabalhos realizados sobre o modelo de turbina tipo Wells, devido sua similaridade construtiva e analogia em sua aplicação.

Os resultados dos ensaios de eficiência modelo experimental e computacional apresentaram eficiência na ordem de aproximados 63%, dentro das condições ensaiadas. O uso de distribuidor na entrada do rotor, conforme o desenvolvimento do modelo ensaiado há de apresentar maior eficiência, visto os estudos de triangulo de velocidades durante seu desenvolvimento.

A bancada de ensaios projetada para se ensaiar o modelo de turbina correspondeu às expectativas e cumpriu seu papel. Porém, como já foi exposto anteriormente neste trabalho, a bancada apresentou algumas intempéries durante os ensaios:

- Oscilação da vazão para baixos valores desta variável devido a presença de ar no sistema;
- Oscilação de valores na leitura da carga aplicada sobre a balança devido as correntes de ar no laboratório;
- Limitação no numero de ensaios para cada caso devido às placas metálicas do reostato líquido chegarem ao seu máximo.

Os resultados de ambos os ensaios (experimental e computacional) apresentaram valores de eficiência praticamente idênticos devido à tendência aplicada entre os dados de resultado para cada caso. Dessa maneira se permitiu analisar a variação de resultados de potências hidráulica e mecânica, devido à obtenção das grandezas calculadas em ambos os ensaios (pressões, altura de carga, torque).

Avaliando-se os resultados gráficos de pressão na região dos bordos das pás, nota-se a ação de pressões de ordem baixíssima na região próxima ao bordo de ataque no lado de sucção, o que pode criar perdas de rendimento, vibração da máquina e possível geração de cavitação.

Os resultados das curvas de eficiência quando correlacionados resultaram em uma linha de tendência de forma linear com erro de valor muito baixo, onde $R^2 = 0,9998$, resultando uma deflexão de 0,0002. A correlação dos resultados das curvas de eficiência demonstrou que existe uma boa concordância entre ensaios experimentais e computacionais.

6.2 Sugestões

Para trabalhos futuros sugere-se ensaiar o mesmo modelo utilizando dos distribuidores e avaliar as mesmas condições da qual o modelo atual foi avaliado. Após esta avaliação, sugere-se também desenvolver o modelo de turbina com diferentes ângulos de ataque. O que se busca é a melhor configuração em busca de maiores eficiências, em um modelo com poucas perdas mecânicas e maior torque e que atenda a proposta de se trabalhar em condições de maré, onde as alturas de queda são baixas e intermitentes, com alta vazão e com eficiência similar em ambos os sentidos de operação. Dentre as sugestões para novos trabalhos exaltam-se:

- Estudo de otimização do ângulo de ataque por meio da variação de passo das pás, ensaiando numericamente e computacionalmente diferentes ângulos e finalmente ensaiar experimentalmente seu melhor modelo para validação do estudo;

- Estudo de otimização do ângulo de ataque por meio de distribuidores, ensaiando numericamente e computacionalmente diferentes ângulos e finalmente ensaiar experimentalmente seu melhor modelo para validação do estudo;
- Estudo do perfil simétrico das pás, variando sua espessura e corda, associando-os às condições de estudo utilizando de variação de passo e/ou distribuidores;
- Estudo de variação de número de pás e do coeficiente de solidez do rotor, de maneira a comparar a literatura sobre o modelo Wells com o modelo de turbina em estudo neste trabalho;
- Avaliação das condições de contorno e propriedades do escoamento sobre o rotor utilizando-se de um tubo de seção variável na entrada e na saída do rotor, onde o aumento da velocidade absoluta do escoamento tende a aumentar a velocidade tangencial do rotor, e recupera a energia cinética na seção de saída.

Como sugestões para a eficiência dos ensaios em trabalhos futuros, melhorias deverão ser adequadas à bancada de ensaios experimentais:

- Para um melhor aproveitamento e precisão em ensaios futuros sugere-se que a bancada atual seja equipada com um transdutor de torque conectado ao eixo do rotor. Dessa maneira, elimina-se o uso de uma balança e o torque é medido diretamente no display de saída do torquímetro, tendo maior precisão de resposta. Aconselha-se em adotar o uso de um modelo de transdutor de torque já composto de leitura tacométrica, tendo maior precisão de resposta quanto ao valor da rotação do eixo.
- Quanto à leitura da vazão, apesar de o meio atual de verificação desta variável, por Venturi, ser bastante usual, sua leitura de altura de pressão por escala não apresenta grande precisão de leitura, visto que depende diretamente da visão do operador. Aconselha-se o uso de um transdutor de vazão conectado a um sistema de aquisição de dados.
- Em relação ao limite de ensaios por caso, devido às limitações do reostato líquido, pode-se adicionar mais uma resistência ao banco.
- Para maior estudo nos componentes mecânicos que constituem uma turbina, sugere-se ainda desenvolver um novo banco de ensaios de turbina para o modelo proposto, fazendo uso de um modelo em escala maior. A justificativa é de adicionar componentes mecânicos de movimentação das pás do rotor e das pás do distribuidor, visando o protótipo definitivo.

REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- [1] ADCOCK, T. A. A., DRAPER, S. “Power extraction from tidal channels – multiple tidal constituents, compound tides and overtides.” *Renewable Energy*, vol.63, pp. 797-806. Ed. Elsevier Science Ltd., 2014.
- [2] ALENCAR, H. S. "Estudo numérico da termo aerodinâmica de câmaras de combustão para turbinas a gás: aplicação ao caso de micro turbinas". Tese de Doutorado em Ciências do Programa de Pós Graduação em Engenharia Mecânica da Universidade Federal de Itajubá, Itajubá, 2007.
- [3] ANSYS INC. CFX Solver – Theory guide, 2006.
- [4] BURDEKIN, M., CROSSLAND, B. “Alan Arthur Wells. 1 May 1924 -- 8 November 2005 : Elected FRS 1977”. Royal Society Publishing, 2007.
- [5] CALDAS, L. S. T., RANGEL, P. S., RIDOLOHI, R. M. “A energia maremotriz e suas diretrizes: a reutilização da energia, de forma renovável, economicamente vantajosa e limpa.” *Bolsista de Valor: Revista de divulgação do Projeto Universidade Petrobrás e I. F. Fluminense*, vol.1, pp. 191-198, 2010.
- [6] ÇENGEL, Y. A., CIMBALA, J. M. “Fluid Mechanics: fundamentals and applications”. McGraw-Hill. 2006.
- [7] CHARLIER, R. H. “Sustainable co-generation from the tides: a review.” *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, vol.7. Ed. Elsevier Science LTd., 2003.
- [8] CHARLIER, R. H., “Re-invention or Aggornamiento? Tidal Power at 30 years”. In: *Renewable and Sustainable Energy Reviews Vol. 1 N. 4*, Ed. Elsevier Science Ltd, 1997.
- [9] CLARK, R. H. “Elements of tidal-electric engineering”. John Willey & Sons, Inc., 2007.
- [10] DARABI, A. E PORIAVALI, P. “Guide Vanes Effect of Wells Turbine on OWC Wave Power Plant Operation”. *World Congress of Engineering*, Vol.1, London, U.K. 2007.
- [11] DHANASEKARAN, T.S., GOVARDHAN, M. “Computational analysis of performance and flow investigation on wells turbine for wave energy conversion”. *Renewable Energy*, vol. 30, pp. 2129–2147, 2005.
- [12] DURST, F. “Fluid Mechanics: na introduction to the theory of fluid flows”. Springer, 2008.
- [13] EPE [Empresa de Pesquisa Energética]. *Balanco Energético Nacional 2012 – Relatório Final*. Nota Técnica. EPE. Rio de Janeiro, 2013.
- [14] ESTEFEN, S. F. “Energia das Ondas”. *Fontes Renováveis de Energia no Brasil*. Ed. Interciência - Rio de Janeiro, 2003.

- [15] FERREIRA, R. M. “Aproveitamento da Energia das Marés - Estudo de Caso: Estuário do Bacanga, MA”. Dissertação do programa de Pós-Graduação de Engenharia da Universidade Federal do Rio de Janeiro. Rio de Janeiro, 2007.
- [16] FERREIRA, R. M., ESTEFEN, S. F. “Aproveitamento da energia das marés para a geração de eletricidade. Usina maremotriz do Bacanga”. Revista PCH Notícias & SHP NEWS - Número 38, 2008.
- [17] GARCÍA, B. P. “Estudio de Una Turbina de Impulso Radial para el Aprovechamiento de la Energía del Oleaje”. PhD thesis, Universidad de Valladolid. 2008.
- [18] GUERREIRO E SILVA, R. “A geração de energia maremotriz e suas oportunidades no Brasil”. Revista Ciencias do Ambiente On-line, vol.8, n.2, 2012.
- [19] JOG, M. G. “Hydro-Electric and Pumped Storage Plants”. John Willey & Sons, pag. 133-185, 1989.
- [20] LIM, Y. S., KOH, S. L. “Marine Tidal Current Electric Power Generation: State of Art and Current Status”. Renewable Energy, T J Hammons (Ed.), ISBN: 978-953-7619-52-7, InTech, DOI: 10.5772/7368. Available from: <http://www.intechopen.com/books/renewable-energy/marine-tidal-current-electric-power-generation-state-of-art-and-current-status>
- [21] LIMA NETO, P. B., SAAVEDRA, O. R., CAMELO, N. J., RIBEIRO, L. A. S., FERREIRA, R. M. “Exploração de energia maremotriz para geração de eletricidade: aspectos básicos e principais tendências”. Ingeniare. Revista chilena de ingeniería, vol. 19 N° 2, pp. 219-232. 2011.
- [22] LIMA, S. H., SAAVEDRA, O. R., BARROS, A. K., CAMELO, N. J. “Projeto da usina maremotriz do Bacanga: concepção e perspectivas. 5th Latin-American Congress Electricity Generation and Transmission. UNESP, vol.1, pp. 1-6. 2003.
- [23] MACINTYRE, A. J. “Máquinas Motrizes Hidraulicas”. Editora Guanabara Dois. Cap. 13, pp. 299-315. 1983.
- [24] MARTINS, K. C. R et al. “Estudo Computacional da Dinamica do Escoamento dos Gases de Exaustão de um Motor a Ignição por Centelha”. Revista Minerva, v. 4, p. 225-233, 2007
- [25] MOHAMED, M. H.; JANIGA G.; PAP, E.; THÉVENIN, D. “Multi-objective Optimization of the Airfoil Shape of Wells Turbine Used for Wave Energy Conversion”. Energy 36, 438-446, 2011.
- [26] NBR 6445 - “Turbinas Hidráulicas, Turbinas-Bombas e Bombas de Acumulação”, ANBR - Associação Brasileira de Normas Técnicas. Outubro de 1987.
- [27] OLIVEIRA, W. "Capítulo 3 - Formas equivalentes da equação de Euler". Notas de aula. 2012.

- [28] PARISI, F. B., OLIVEIRA, T. “Desenvolvimento de uma turbina axial de fluxo reversível para utilização em maré motrizes”. Trabalho final de graduação. Universidade Federal de Itajubá, 2013.
- [29] RAGHUNATHAN, S. “The Wells Air Turbine for Wave Energy Conversion”. Prog. Aerospace Sci., Vol. 31. 1995.
- [30] RAGHUNATHAN, S., BEATTIE, W. C. “Aerodynamic performance of contra-rotating Wells turbine for wave energy conversion”. Proceedings of IMechE J. 210, 431-447. 1996.
- [31] RODRIGUEZ, C. M. F. “Projecto das Pás Directizes Fixas de Uma Turbina Auto-Rectificadora de Acção para Aproveitamento da Energia das Ondas”. Dissertação de Mestrado – Instituto Superior Técnico, Universidade Técnica de Lisboa. 2009.
- [32] SAAVEDRA, O. R. “Exploração das energias do mar – Usina piloto do estuário do Bacanga”. Workshop, São Luis, 2013.
- [33] SANTOS, A. H . M. "Laboratório hidromecânico para pequenas centrais hidrelétricas". Apostila. Disponível em: <http://www.ixconsult.com.br/artigos/1111-16.pdf>
- [34] SARMIENTO, A. L. E. “Desenvolvimento de uma metodologia para o projeto aerodinâmico de rotores axiais reversíveis de ventiladores de jato de túneis rodoviários”. Dissertação de Mestrado em Engenharia Mecânica da Universidade Federal de Itajubá. Itajubá, 2013.
- [35] SETOGUCHI, T., SANTHAKUMAR, S., TAKAO, M., KIM, T. H., K. KANEKO, K. “A Modified Wells Turbine for Wave Energy Conversion”. Renewable Energy, vol. 28, pp. 79-91. 2003.
- [36] SOUZA, Z. “Projeto de máquinas de fluxo: tomo I, base teórica e experimental”. 1 Ed. Rio de Janeiro: Interciência/Acta, 2011. (a)
- [37] SOUZA, Z. “Projeto de máquinas de fluxo: tomo IV, turbinas hidráulicas com rotores axiais”. 1 Ed. Rio de Janeiro: Interciência/Acta, 2011. (b)
- [38] TEASE, W. K. “Dynamic response of a variable pitch Wells turbine”. Fifth European Wave Energy Conference Proceedings. University College Cork, Ireland. 2003.
- [39] TEIXEIRA, G. M, KESSLER, M. P., MALISKA, C. R. "Fontes de erro: identificar, quantificar e reduzir a intervalos aceitáveis". ESSS - Artigo técnico, 2009. Disponível em: http://www.esss.com.br/blog/wp-content/uploads/2009/09/ESSS_Artigo_Tecnico_21.pdf
- [40] VERSTEEG, H. K., MALALASEKERA, W. (1995), “An Introduction to Computational Fluid Dynamics: The Finite Volume Method, 1st ed”. England, Ed. Longman Scientific & Technical, 257 p.
- [41] XIA, J., FALCONER, R. A., LIN, B., TAN, G. “Estimation of anual energy output from a tidal barrage using two diferente methods.” Applied Energy, vol.93, pp. 327-336. Ed. Elsevier Science Ltd., 2012.

Apêndice

A.1 Planilha de dados e resultados nos ensaios experimentais

Ensaio	n = 300 rpm		T V	I A	H1 m.c.a	H2 m.c.a	torque N.m	Δp Pa	Q m ³ /s	H m	Pat = 12,46		η	η_{total}		
	carga kg	p1 mHg									p2 mHg	Ph W			Pm W	Ptotal W
1	0,000	0,6190	0,6050	12,0	0,00	1,040	1,022	0,000	1867,15	0,01117	0,190	20,86	0,00	12,46	0,00%	59,7%
2	0,008	0,6190	0,6050	11,0	0,07	1,041	1,022	0,022	1867,15	0,01148	0,190	21,43	0,69	13,15	3,22%	61,4%
3	0,020	0,6195	0,6050	8,5	0,32	1,040	1,020	0,055	1933,83	0,01177	0,197	22,77	1,73	14,18	7,58%	62,3%
4	0,054	0,6200	0,6030	7,1	0,48	1,040	1,019	0,148	2267,25	0,01207	0,231	27,35	4,66	17,12	17,03%	62,6%
5	0,070	0,6210	0,6030	5,5	0,62	1,039	1,016	0,192	2400,62	0,01263	0,245	30,31	6,04	18,50	19,93%	61,0%
6	0,092	0,6210	0,6030	4,2	0,79	1,040	1,012	0,253	2400,62	0,01393	0,245	33,44	7,94	20,39	23,74%	61,0%
7	0,100	0,6215	0,6020	3,6	0,84	1,041	1,011	0,275	2600,67	0,01442	0,265	37,50	8,63	21,09	23,01%	56,2%
8	0,104	0,6220	0,6025	3,2	0,87	1,044	1,011	0,286	2600,67	0,01512	0,265	39,33	8,97	21,43	22,82%	54,5%
9	0,108	0,6225	0,6020	2,7	0,91	1,044	1,010	0,297	2734,04	0,01535	0,279	41,97	9,32	21,78	22,20%	51,9%
10	0,112	0,6220	0,6020	2,5	0,96	1,045	1,010	0,308	2667,36	0,01558	0,272	41,55	9,66	22,12	23,26%	53,2%

Ensaio	n = 400 rpm		T V	I A	H1 m.c.a	H2 m.c.a	torque N.m	Δp Pa	Q m ³ /s	H m	Pat = 14,16		η	η_{total}		
	carga kg	p1 mHg									p2 mHg	Ph W			Pm W	Ptotal W
1	0,000	0,6180	0,6030	16,0	0,00	1,186	1,151	0,000	2000,52	0,01556	0,204	31,13	0,00	14,16	0,00%	45,5%
2	0,080	0,6195	0,6020	13,2	0,26	1,201	1,161	0,220	2333,94	0,01655	0,238	38,63	9,20	23,36	23,83%	60,5%
3	0,095	0,6195	0,6020	12,0	0,36	1,212	1,170	0,261	2333,94	0,01712	0,238	39,95	10,93	25,09	27,36%	62,8%
4	0,120	0,6210	0,6020	10,5	0,55	1,213	1,169	0,330	2533,99	0,01749	0,258	44,31	13,81	27,96	31,16%	63,1%
5	0,147	0,6220	0,6005	9,1	0,72	1,209	1,163	0,404	2867,41	0,01785	0,292	51,18	16,91	31,07	33,05%	60,7%
6	0,160	0,6220	0,5995	7,6	0,85	1,212	1,163	0,439	3000,78	0,01838	0,306	55,15	18,41	32,57	33,38%	59,1%
7	0,168	0,6230	0,5990	5,5	1,08	1,208	1,156	0,461	3200,83	0,01906	0,326	61,02	19,33	33,49	31,68%	54,9%
8	0,169	0,6230	0,5985	3,9	1,21	1,206	1,152	0,464	3267,51	0,01940	0,333	63,38	19,44	33,60	30,68%	53,0%
9	0,170	0,6230	0,5980	3,6	1,20	1,209	1,155	0,467	3334,20	0,01940	0,340	64,67	19,56	33,72	30,24%	52,1%
10	0,171	0,6235	0,5980	3,1	1,23	1,208	1,154	0,470	3400,88	0,01940	0,347	65,97	19,67	33,83	29,82%	51,3%
11	0,172	0,6240	0,5980	2,8	1,28	1,208	1,153	0,472	3467,57	0,01956	0,353	67,83	19,79	33,95	29,17%	50,0%
12	0,173	0,6240	0,5980	2,6	1,28	1,208	1,153	0,475	3467,57	0,01956	0,353	67,83	19,90	34,06	29,34%	50,2%

n = 500 rpm														Pat = 15,86		
Ensaio	carga kg	p1 mHg	p2 mHg	T V	I A	H1 m.c.a	H2 m.c.a	torque N.m	Ap Pa	Q m³/s	H m	Ph W	Pm W	Ptotal W	η	ηtotal
1	0,000	0,6235	0,6020	19,2	0,00	1,061	0,999	0,000	2870,30	0,02073	0,293	59,51	0,00	15,86	0,0%	26,6%
2	0,094	0,6247	0,6010	16,0	0,28	1,065	1,002	0,257	3157,33	0,02092	0,322	66,05	13,46	29,32	20,4%	44,4%
3	0,153	0,6271	0,5980	10,7	0,83	1,067	1,003	0,420	3874,91	0,02111	0,395	81,79	21,98	37,83	26,9%	46,3%
4	0,175	0,6271	0,5980	9,4	0,97	1,067	1,002	0,482	3874,91	0,02129	0,395	82,50	25,23	41,08	30,6%	49,8%
5	0,199	0,6282	0,5970	8,6	1,06	1,068	1,001	0,547	4161,94	0,02148	0,424	89,38	28,63	44,49	32,0%	49,8%
6	0,214	0,6287	0,5970	7,0	1,21	1,068	1,000	0,588	4233,69	0,02166	0,432	91,69	30,80	46,65	33,6%	50,9%
7	0,229	0,6304	0,5970	5,3	1,36	1,067	0,999	0,630	4448,97	0,02166	0,454	96,35	32,96	48,82	34,2%	50,7%
8	0,264	0,6304	0,5960	4,0	1,44	1,066	0,995	0,724	4592,48	0,02219	0,468	101,92	37,92	53,77	37,2%	52,8%
9	0,281	0,6305	0,5950	3,6	1,48	1,066	0,994	0,771	4736,00	0,02237	0,483	105,94	40,39	56,25	38,1%	53,1%
10	0,287	0,6316	0,5950	3,2	1,53	1,066	0,993	0,789	4879,51	0,02254	0,497	110,00	41,32	57,18	37,6%	52,0%
11	0,289	0,6316	0,5950	2,9	1,53	1,064	0,990	0,795	4879,51	0,02272	0,497	110,84	41,63	57,49	37,6%	51,9%
12	0,289	0,6316	0,5950	2,8	1,55	1,064	0,986	0,795	4879,51	0,02323	0,497	113,33	41,63	57,49	36,7%	50,7%

n = 600 rpm														Pat = 17,56		
Ensaio	carga kg	p1 mHg	p2 mHg	T V	I A	H1 m.c.a	H2 m.c.a	torque N.m	Ap Pa	Q m³/s	H m	Ph W	Pm W	Ptotal W	η	ηtotal
1	0,000	0,6250	0,5980	23,7	0,00	1,042	0,982	0,000	3600,93	0,02239	0,367	80,64	0,00	17,56	0,00%	21,8%
2	0,094	0,6260	0,5980	22,6	0,10	1,044	0,982	0,258	3734,30	0,02273	0,381	84,88	16,22	33,78	19,11%	39,8%
3	0,114	0,6260	0,5970	20,6	0,29	1,042	0,979	0,313	3867,67	0,02290	0,394	88,56	19,67	37,23	22,22%	42,0%
4	0,136	0,6270	0,5960	19,3	0,44	1,046	0,980	0,374	4134,41	0,02339	0,421	96,70	23,47	41,03	24,27%	42,4%
5	0,170	0,6290	0,5950	16,8	0,69	1,046	0,978	0,467	4534,51	0,02371	0,462	107,52	29,34	46,90	27,29%	43,6%
6	0,194	0,6300	0,5940	15,1	0,87	1,047	0,973	0,533	4801,25	0,02465	0,489	118,34	33,48	51,04	28,29%	43,1%
7	0,208	0,6300	0,5930	13,8	0,97	1,046	0,973	0,571	4934,61	0,02449	0,503	120,87	35,90	53,45	29,70%	44,2%
8	0,234	0,6310	0,5930	11,6	1,18	1,045	0,968	0,643	5067,98	0,02510	0,517	127,22	40,39	57,94	31,74%	45,5%
9	0,255	0,6310	0,5920	9,8	1,33	1,045	0,968	0,700	5201,35	0,02510	0,530	130,57	44,01	61,57	33,71%	47,2%
10	0,274	0,6320	0,5910	7,8	1,52	1,046	0,967	0,753	5468,09	0,02540	0,557	138,89	47,29	64,84	34,05%	46,7%
11	0,300	0,6330	0,5900	6,2	1,65	1,048	0,964	0,824	5734,82	0,02613	0,585	149,85	51,78	69,33	34,55%	46,3%
12	0,315	0,6330	0,5890	4,5	1,80	1,050	0,962	0,865	5868,19	0,02670	0,598	156,67	54,36	71,92	34,70%	45,9%
13	0,324	0,6340	0,5890	3,8	1,87	1,052	0,963	0,890	6001,56	0,02684	0,612	161,07	55,92	73,47	34,72%	45,6%
14	0,326	0,6345	0,5885	3,3	1,90	1,054	0,961	0,895	6134,92	0,02739	0,625	168,04	56,26	73,82	33,48%	43,9%
15	0,345	0,6350	0,5880	3,0	1,92	1,054	0,960	0,948	6268,29	0,02753	0,639	172,54	59,54	77,10	34,51%	44,7%
16	0,346	0,6355	0,5875	2,8	1,90	1,057	0,960	0,950	6401,66	0,02793	0,653	178,80	59,71	77,27	33,40%	43,2%

														Pat =	19,26															
														n =	700	rpm														
Ensaio	carga kg	p1 mHg	p2 mHg	T V	I A	H1 m.c.a	H2 m.c.a	torque N.m	Ap Pa	Q m³/s	H m	Ph W	Pm W	Ptotal W	η	ηtotal														
1	0,000	0,6280	0,5935	27,5	0,00	1,233	1,126	0,000	4601,19	0,02723	0,469	125,31	0,00	19,26	0,00%	15,4%														
2	0,059	0,6280	0,5930	26,5	0,15	1,233	1,123	0,162	4667,88	0,02761	0,476	128,90	11,88	31,14	9,22%	24,2%														
3	0,107	0,6295	0,5915	22,0	0,59	1,235	1,120	0,294	5067,98	0,02823	0,517	143,09	21,54	40,80	15,06%	28,5%														
4	0,117	0,6300	0,5900	20,2	0,79	1,243	1,126	0,321	5334,72	0,02848	0,544	151,92	23,56	42,81	15,51%	28,2%														
5	0,197	0,6320	0,5885	16,6	1,20	1,242	1,119	0,541	5801,50	0,02920	0,591	169,40	39,67	58,92	23,42%	34,8%														
6	0,235	0,6325	0,5885	15,0	1,31	1,241	1,112	0,645	5868,19	0,02990	0,598	175,48	47,32	66,57	26,97%	37,9%														
7	0,257	0,6335	0,5870	11,9	1,60	1,241	1,110	0,706	6201,61	0,03013	0,632	186,88	51,75	71,00	27,69%	38,0%														
8	0,274	0,6340	0,5865	10,5	1,71	1,240	1,107	0,753	6334,98	0,03036	0,646	192,35	55,17	74,43	28,68%	38,7%														
9	0,295	0,6350	0,5860	8,2	1,86	1,241	1,104	0,810	6535,03	0,03082	0,666	201,39	59,40	78,65	29,49%	39,1%														
10	0,309	0,6360	0,5850	6,8	1,96	1,241	1,102	0,849	6801,76	0,03104	0,693	211,13	62,22	81,47	29,47%	38,6%														
11	0,315	0,6360	0,5850	5,6	2,03	1,240	1,101	0,865	6801,76	0,03104	0,693	211,13	63,43	82,68	30,04%	39,2%														
12	0,319	0,6370	0,5845	3,8	2,15	1,240	1,100	0,876	7001,82	0,03115	0,714	218,12	64,23	83,49	29,45%	38,3%														
13	0,323	0,6370	0,5835	3,4	2,13	1,242	1,098	0,887	7135,18	0,03159	0,727	225,43	65,04	84,29	28,85%	37,4%														
														n =	800	rpm														
Ensaio	carga kg	p1 mHg	p2 mHg	T V	I A	H1 m.c.a	H2 m.c.a	torque N.m	Ap Pa	Q m³/s	H m	Ph W	Pm W	Ptotal W	η	ηtotal														
1	0,000	0,6295	0,5905	32,4	0	1,228	1,089	0,000	5201,35	0,03104	0,530	161,45	0,00	20,96	0,00%	13,0%														
2	0,030	0,6305	0,5895	31,1	0,09	1,232	1,088	0,082	5468,09	0,03159	0,557	172,76	6,90	27,86	4,00%	16,1%														
3	0,050	0,6320	0,5890	27	0,44	1,234	1,087	0,137	5734,82	0,03192	0,585	183,06	11,51	32,46	6,29%	17,7%														
4	0,128	0,6350	0,5855	21,5	1,09	1,235	1,078	0,352	6601,71	0,03299	0,673	217,78	29,45	50,41	13,52%	23,1%														
5	0,148	0,6355	0,5845	19,8	1,22	1,236	1,077	0,407	6801,76	0,03320	0,693	225,81	34,06	55,01	15,08%	24,4%														
6	0,162	0,6360	0,5845	17,9	1,36	1,237	1,075	0,445	6868,45	0,03351	0,700	230,16	37,28	58,23	16,20%	25,3%														
7	0,210	0,6385	0,5825	13,8	1,74	1,237	1,069	0,577	7468,60	0,03413	0,761	254,87	48,32	69,28	18,96%	27,2%														
8	0,245	0,6400	0,5800	8,3	2,17	1,237	1,063	0,673	8002,08	0,03473	0,816	277,91	56,38	77,33	20,29%	27,8%														
9	0,256	0,6405	0,5800	6,6	2,24	1,237	1,061	0,703	8068,76	0,03493	0,823	281,83	58,91	79,87	20,90%	28,3%														
10	0,260	0,6405	0,5795	5,3	2,27	1,238	1,06	0,714	8135,44	0,03513	0,829	285,77	59,83	80,79	20,94%	28,3%														
11	0,261	0,6410	0,5795	4,5	2,31	1,238	1,058	0,717	8202,13	0,03532	0,836	289,72	60,06	81,02	20,73%	28,0%														
12	0,262	0,6415	0,5790	4	2,32	1,239	1,056	0,720	8335,50	0,03562	0,850	296,88	60,29	81,25	20,31%	27,4%														
13	0,263	0,6415	0,5785	3,5	2,32	1,242	1,053	0,722	8402,18	0,03620	0,856	304,12	60,52	81,48	19,90%	26,8%														

A.2 Planilha de dados e resultados dos ensaios em CFD

n = 300 rpm										
Ensaio	Q m ³ /s	p1 Pa	p2 Pa	p total Pa	H m	Ht m	torque N.m	Ph W	Pm W	η
1	0,01148	822,71	0,036	822,67	0,084	0,105	0,184	9,44	5,78	61,18%
2	0,01263	1205,33	0,050	1205,28	0,123	0,148	0,300	15,22	9,42	61,88%
3	0,01393	1662,85	0,083	1662,77	0,169	0,200	0,439	23,16	13,79	59,53%
4	0,01442	1840,39	0,115	1840,28	0,188	0,221	0,488	26,54	15,34	57,79%
5	0,01512	2096,13	0,201	2095,93	0,214	0,250	0,549	31,70	17,26	54,46%
6	0,01535	2180,46	0,234	2180,23	0,222	0,260	0,566	33,47	17,80	53,17%
7	0,01600	2420,21	0,313	2419,90	0,247	0,287	0,603	38,72	18,95	48,95%
8	0,01700	2799,46	0,301	2799,16	0,285	0,331	0,618	47,59	19,42	40,82%
n = 400 rpm										
Ensaio	Q m ³ /s	p1 Pa	p2 Pa	p total Pa	H m	Ht m	torque N.m	Ph W	Pm W	η
1	0,01600	1758,18	0,072	1758,11	0,179	0,220	0,354	28,13	14,83	52,71%
2	0,01749	2499,11	-0,155	2499,27	0,255	0,303	0,652	43,71	27,31	62,49%
3	0,01800	2674,44	0,120	2674,32	0,273	0,324	0,715	48,14	29,93	62,18%
4	0,01850	2912,31	0,143	2912,17	0,297	0,351	0,773	53,88	32,37	60,08%
5	0,01953	3410,50	0,246	3410,25	0,348	0,408	0,798	66,59	33,41	50,17%
6	0,01988	3580,95	0,305	3580,64	0,365	0,428	0,765	71,17	32,06	45,04%
7	0,02073	3996,87	0,468	3996,40	0,407	0,476	0,572	82,85	23,95	28,91%
n = 500 rpm										
Ensaio	Q m ³ /s	p1 Pa	p2 Pa	p total Pa	H m	Ht m	torque N.m	Ph W	Pm W	η
4	0,02025	2883,74	0,109	2883,64	0,294	0,359	0,236	58,41	12,34	21,13%
5	0,02044	2984,99	0,112	2984,88	0,304	0,371	0,313	61,00	16,38	26,85%
6	0,02080	3189,74	0,121	3189,62	0,325	0,394	0,463	66,34	24,24	36,54%
7	0,02098	3290,99	0,125	3290,86	0,335	0,405	0,535	69,04	28,00	40,55%
8	0,02151	3593,40	0,140	3593,26	0,366	0,440	0,730	77,27	38,22	49,46%
9	0,02178	3755,96	0,148	3755,81	0,383	0,458	0,819	81,82	42,87	52,40%
10	0,02282	4367,61	0,190	4367,42	0,445	0,528	0,999	99,67	52,31	52,48%
11	0,02323	4730,88	-2,828	4733,71	0,483	0,568	1,005	109,96	52,60	47,83%

Ensaio	Q m ³ /s	n = 600 rpm			H m	Ht m	torque N.m	Ph W	Pm W	η
		p1 Pa	p2 Pa	p total Pa						
1	0,02413	4032,34	0,161	4032,18	0,411	0,504	0,676	97,30	42,47	43,65%
2	0,02456	4320,51	0,174	4320,34	0,440	0,536	0,765	106,10	48,06	45,30%
3	0,02498	4605,07	0,187	4604,88	0,469	0,569	0,850	115,02	53,44	46,46%
4	0,02539	4886,31	0,200	4886,11	0,498	0,601	0,931	124,06	58,51	47,16%
5	0,02600	5309,56	0,223	5309,34	0,541	0,649	1,041	138,04	65,42	47,39%
6	0,02700	6017,59	0,270	6017,32	0,613	0,729	1,182	162,47	74,25	45,70%
7	0,02800	6737,43	0,346	6737,08	0,687	0,811	1,244	188,64	78,16	41,43%
8	0,02900	7468,70	0,492	7468,21	0,761	0,895	1,192	216,58	74,92	34,59%
9	0,03000	8206,07	0,737	8205,33	0,836	0,979	0,986	246,16	61,98	25,18%

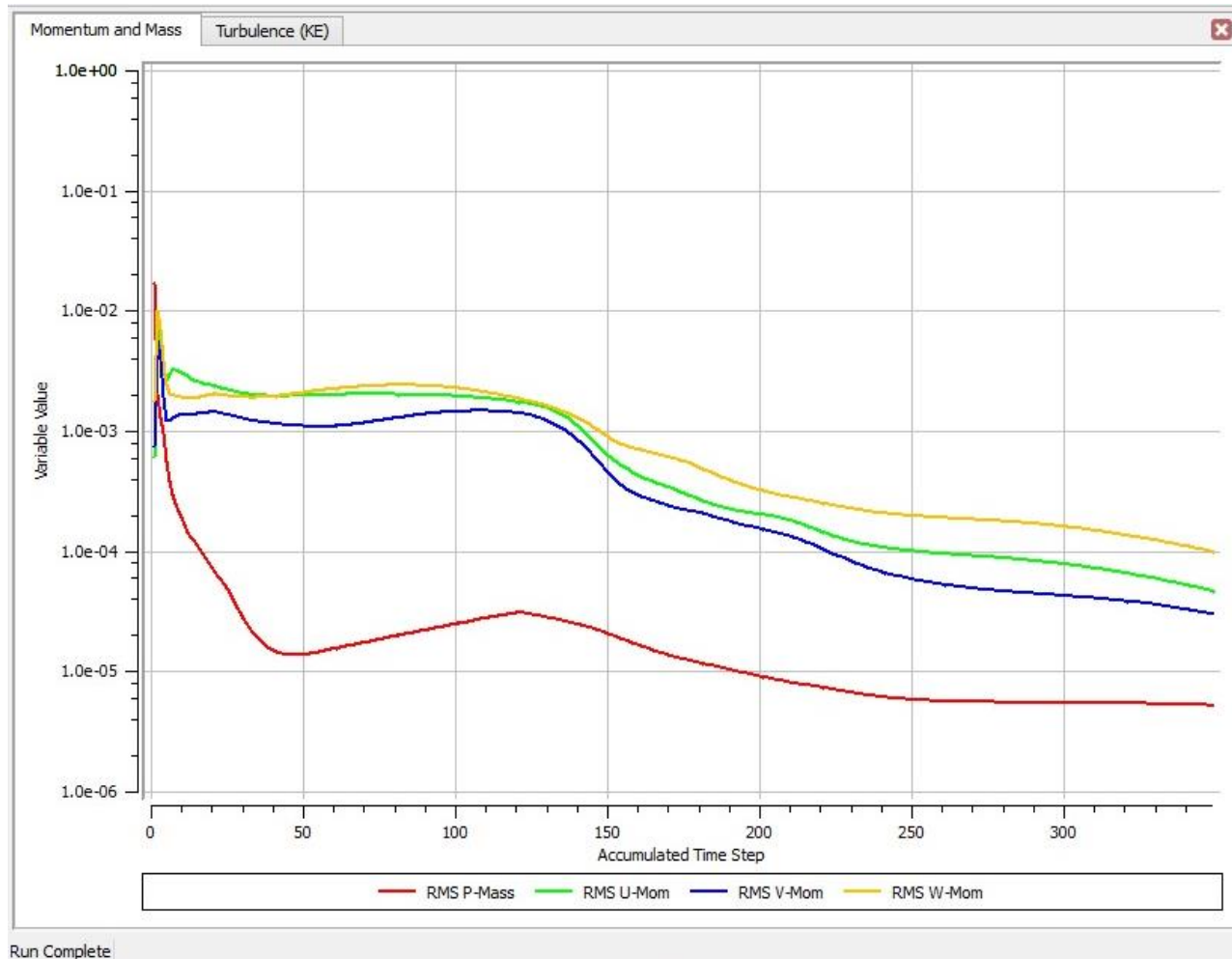
Ensaio	Q m ³ /s	n = 700 rpm			H m	Ht m	torque N.m	Ph W	Pm W	η
		p1 Pa	p2 Pa	p total Pa						
1	0,02800	5369,16	0,215	5368,94	0,547	0,672	0,649	184,56	47,56	25,77%
2	0,03115	7907,65	0,347	7907,30	0,806	0,960	1,548	293,47	113,50	38,68%
3	0,03137	8092,48	0,360	8092,12	0,825	0,981	1,575	302,03	115,46	38,23%
4	0,03148	8184,38	0,367	8184,01	0,834	0,992	1,585	306,33	116,21	37,94%
5	0,03180	8449,35	0,389	8448,96	0,861	1,022	1,603	318,82	117,52	36,86%
6	0,03220	8786,77	0,422	8786,35	0,896	1,060	1,599	334,98	117,18	34,98%
7	0,03260	9125,82	0,463	9125,36	0,930	1,099	1,559	351,51	114,31	32,52%
8	0,03300	9467,04	0,515	9466,53	0,965	1,138	1,482	368,43	108,61	29,48%
9	0,03340	9809,87	0,580	9809,29	1,000	1,177	1,361	385,73	99,73	25,86%
10	0,03380	10153,70	0,662	10153,04	1,035	1,217	1,192	403,38	87,34	21,65%
11	0,03420	10498,70	0,759	10497,94	1,070	1,256	0,970	421,40	71,09	16,87%
12	0,03460	10844,50	0,874	10843,63	1,105	1,296	0,690	439,78	50,60	11,50%

Ensaio	Q m ³ /s	n = 800 rpm			H m	Ht m	torque N.m	Ph W	Pm W	η
		p1 Pa	p2 Pa	p total Pa						
1	0,03341	8286,82	0,335	8286,49	0,845	1,022	1,003	335,00	84,03	25,08%
2	0,03493	9702,98	0,411	9702,57	0,989	1,183	1,350	405,34	113,06	27,89%
3	0,03503	9797,25	0,417	9796,83	0,999	1,194	1,368	410,17	114,57	27,93%
4	0,03550	10244,10	0,446	10243,65	1,044	1,245	1,442	433,41	120,84	27,88%
5	0,03700	11685,20	0,572	11684,63	1,191	1,409	1,529	511,31	128,13	25,06%
6	0,03750	12173,40	0,638	12172,76	1,241	1,464	1,493	538,71	125,10	23,22%
7	0,03800	12664,30	0,722	12663,58	1,291	1,520	1,416	566,78	118,66	20,94%
8	0,03900	13652,00	0,965	13651,03	1,392	1,633	1,120	624,88	93,86	15,02%

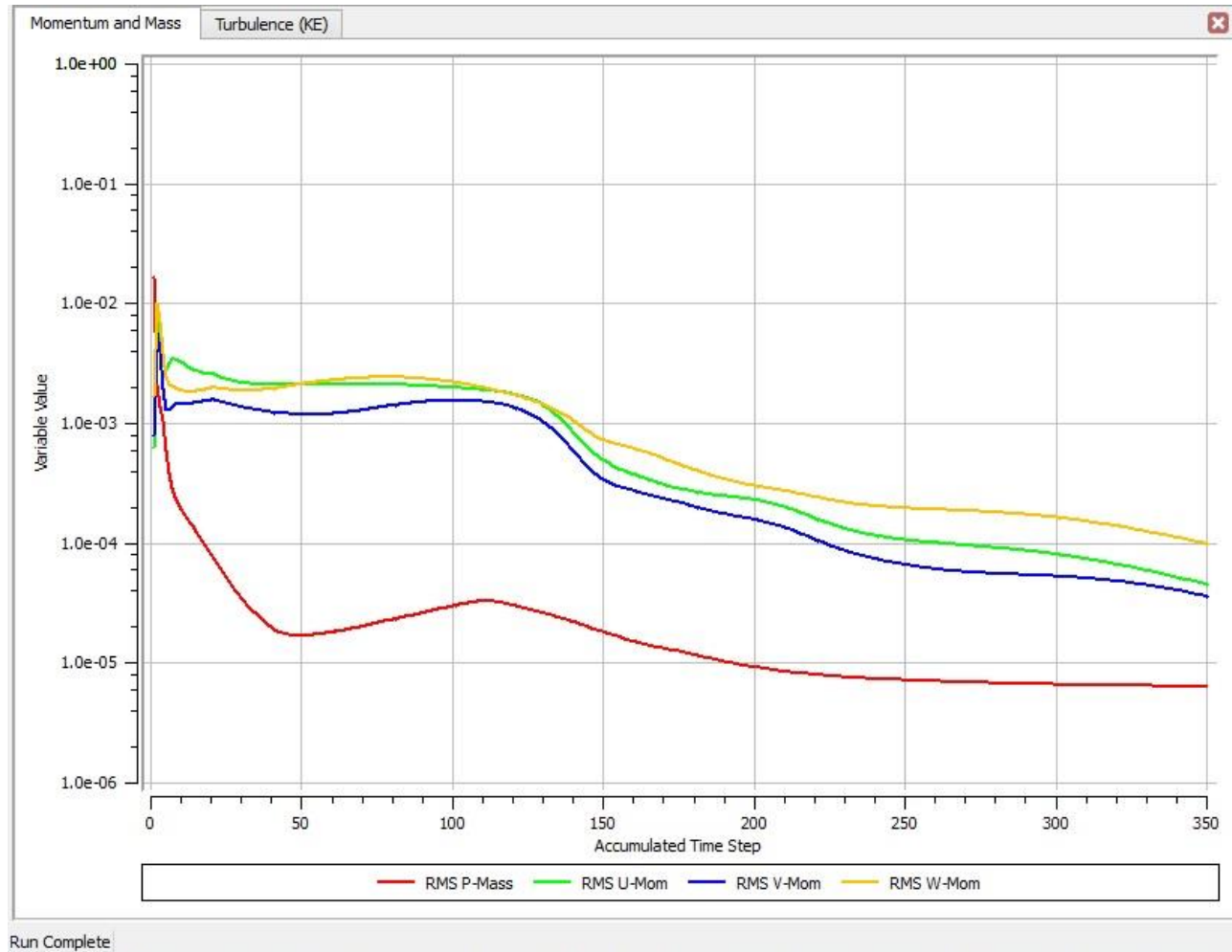
A.3 Gráficos de convergência dos ensaios em CFD

A.3.1 Gráficos de Momentum and Mass

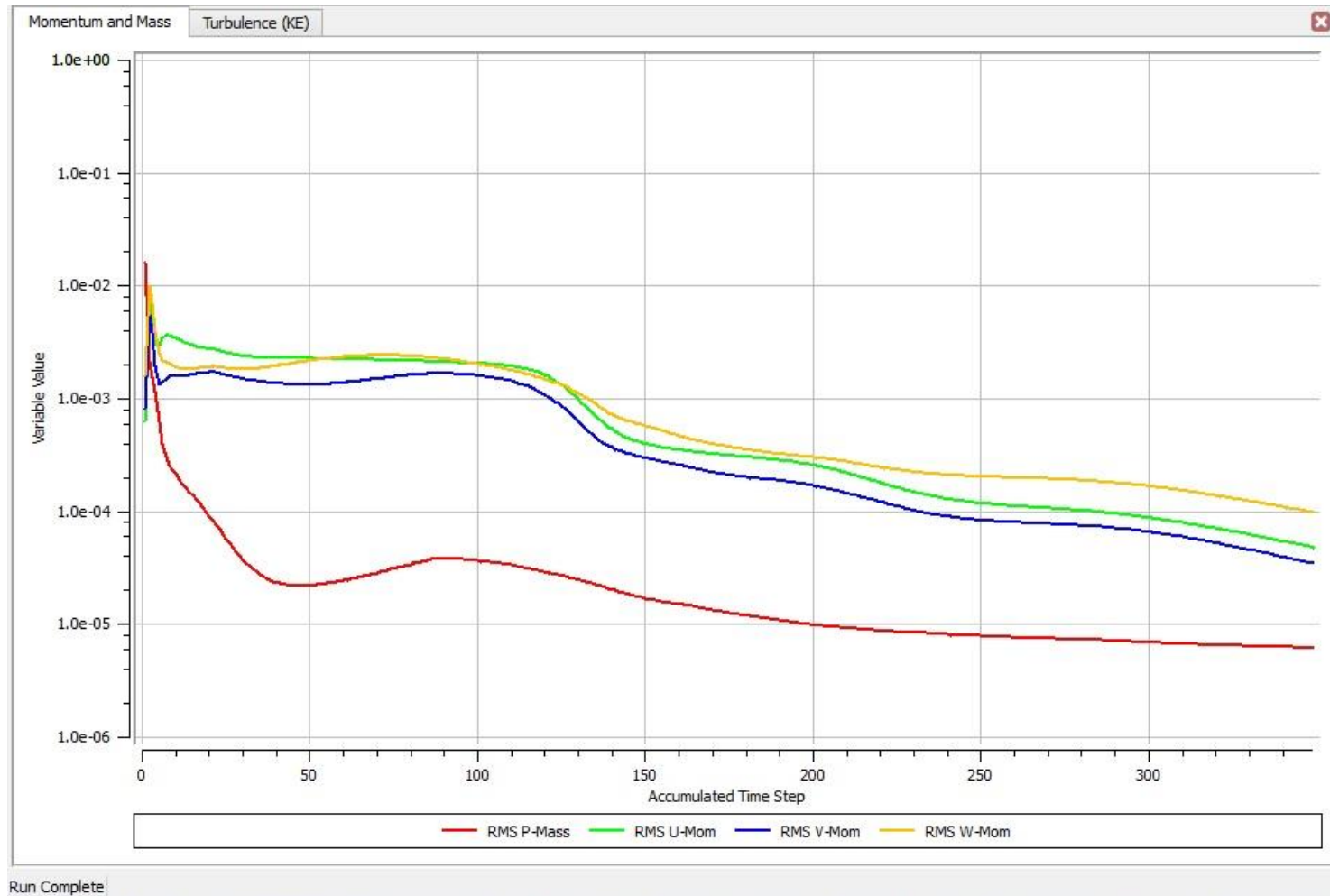
A.3.1.1 Ensaio para o caso de $n = 300$ rpm; $Q = 0,01263$ m³/s e $\eta = 61,88\%$



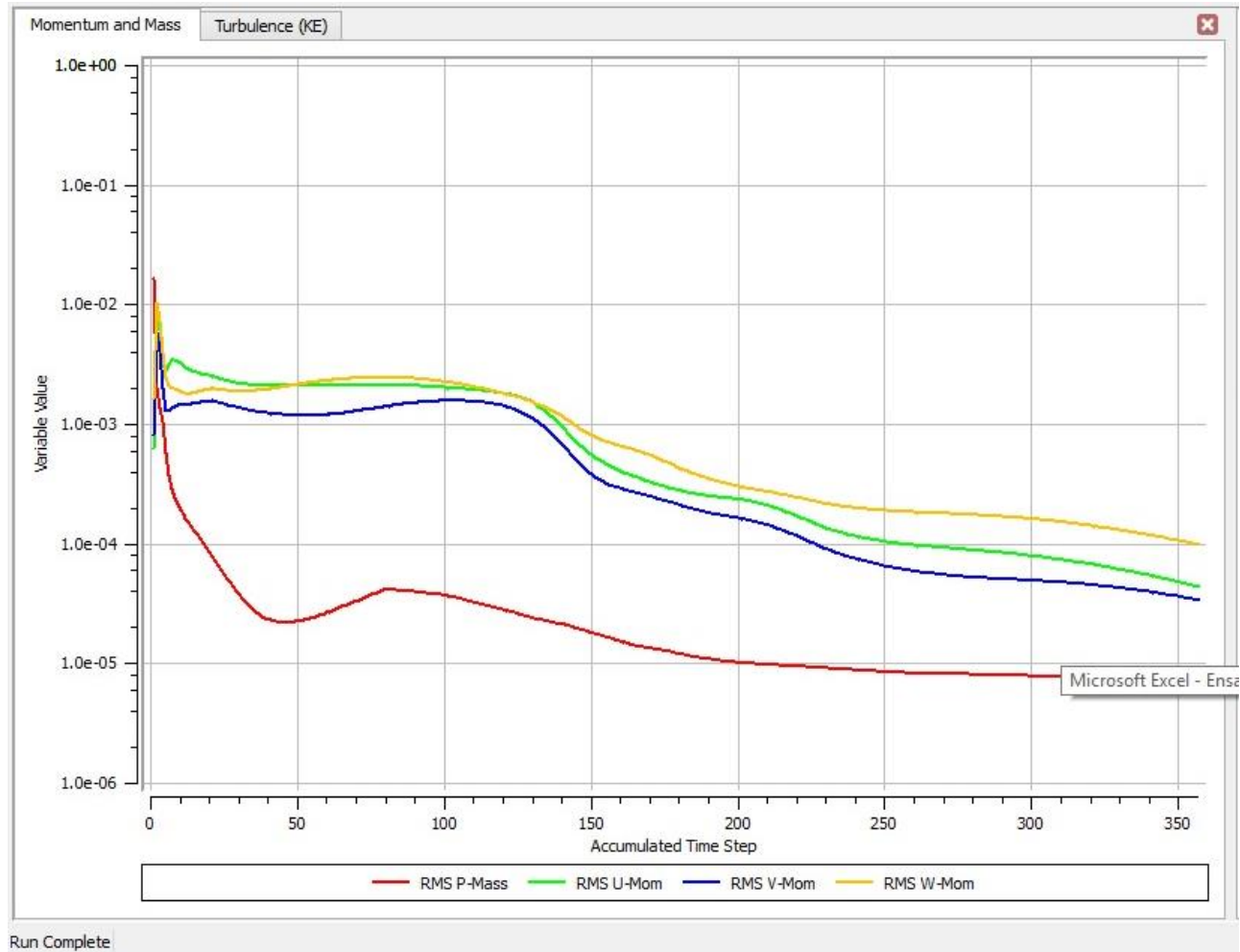
A.3.1.2 Ensaio para o caso de $n = 400$ rpm; $Q = 0,01749$ m³/s e $\eta = 62,49\%$



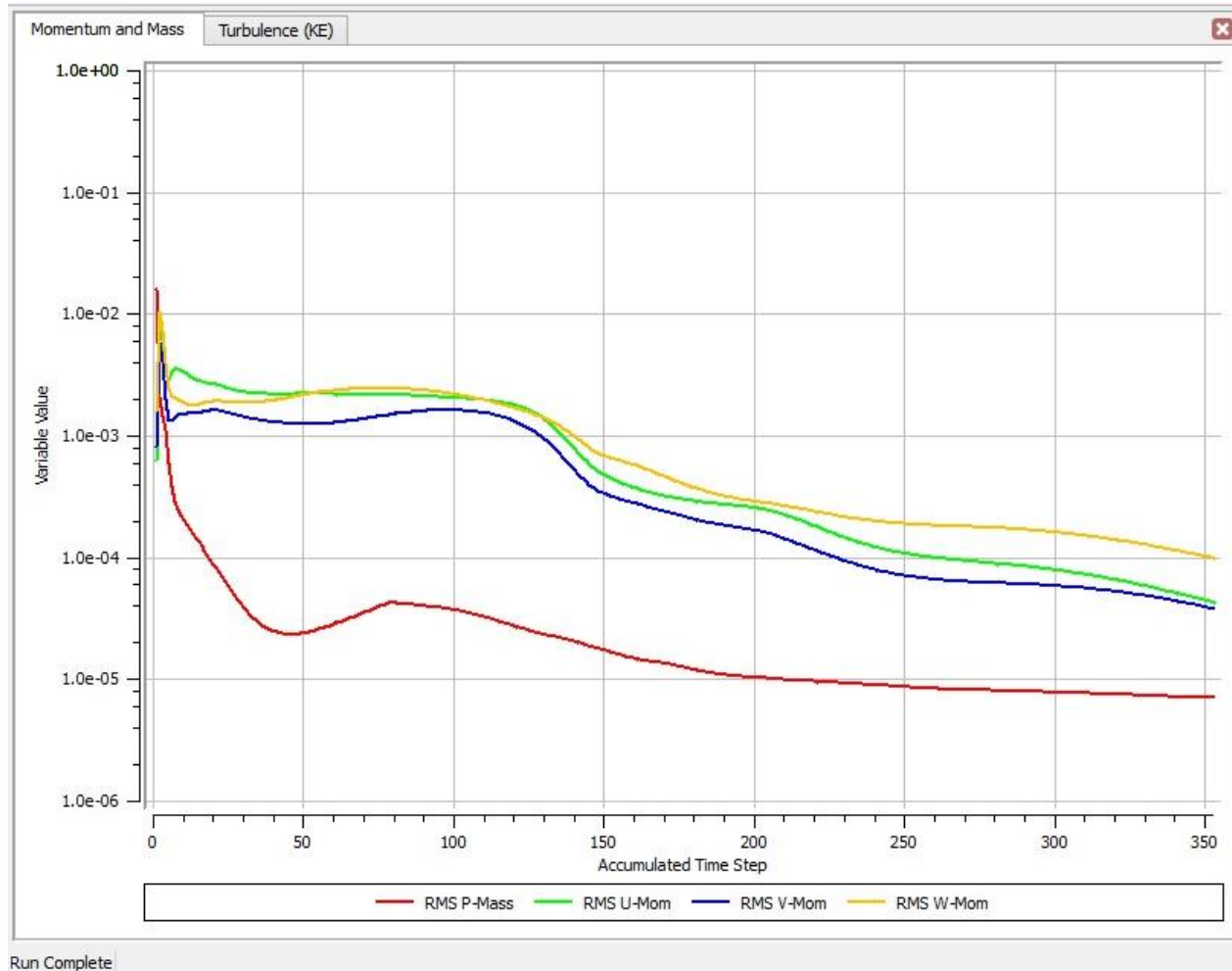
A.3.1.3 Ensaio para o caso de $n = 500$ rpm; $Q = 0,02282$ m³/s e $\eta = 52,48\%$



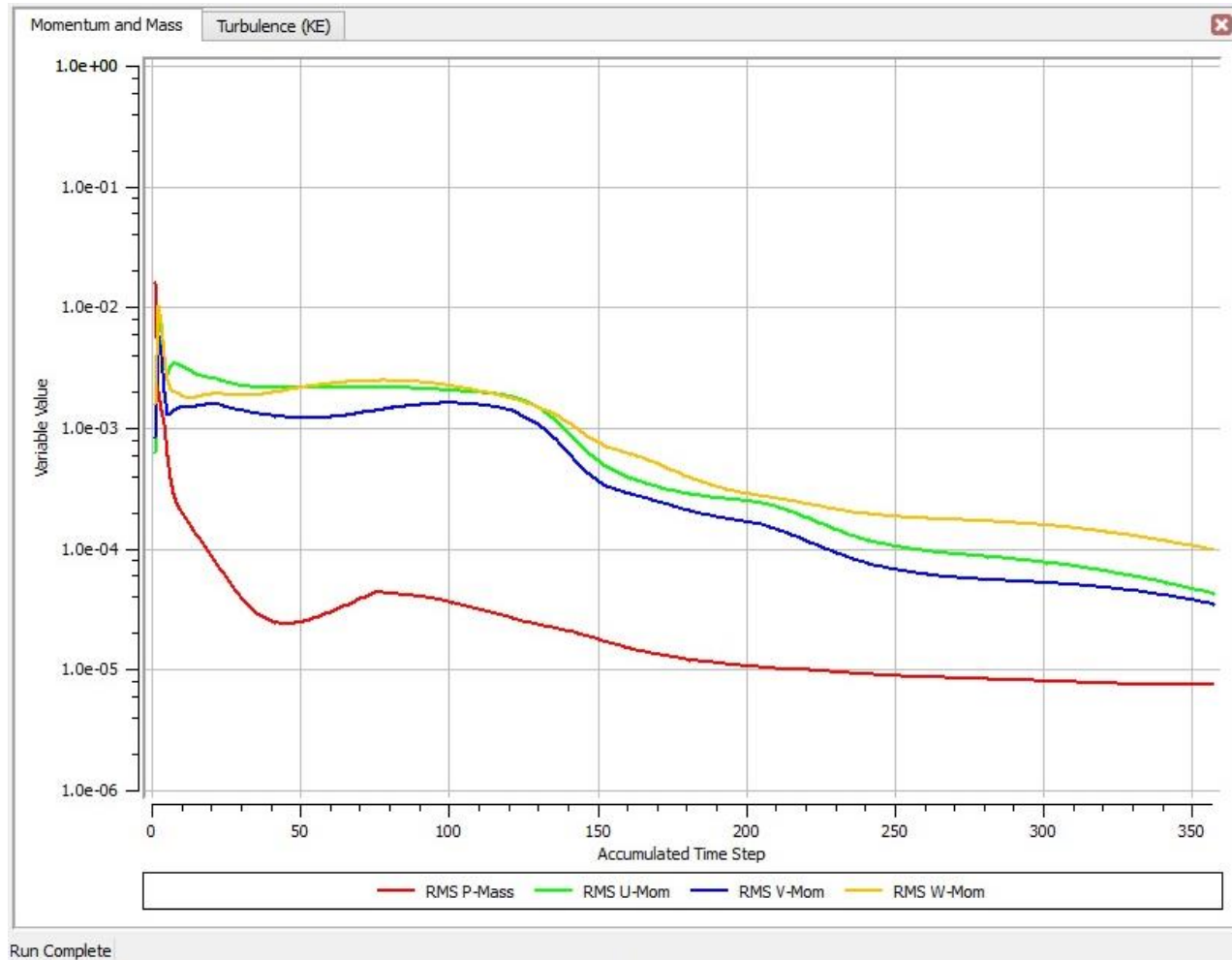
A.3.1.4 Ensaio para o caso de $n = 600$ rpm; $Q = 0,02600$ m³/s e $\eta = 47,39\%$



A.3.1.5 Ensaio para o caso de $n = 700$ rpm; $Q = 0,03115$ m³/s e $\eta = 38,68\%$

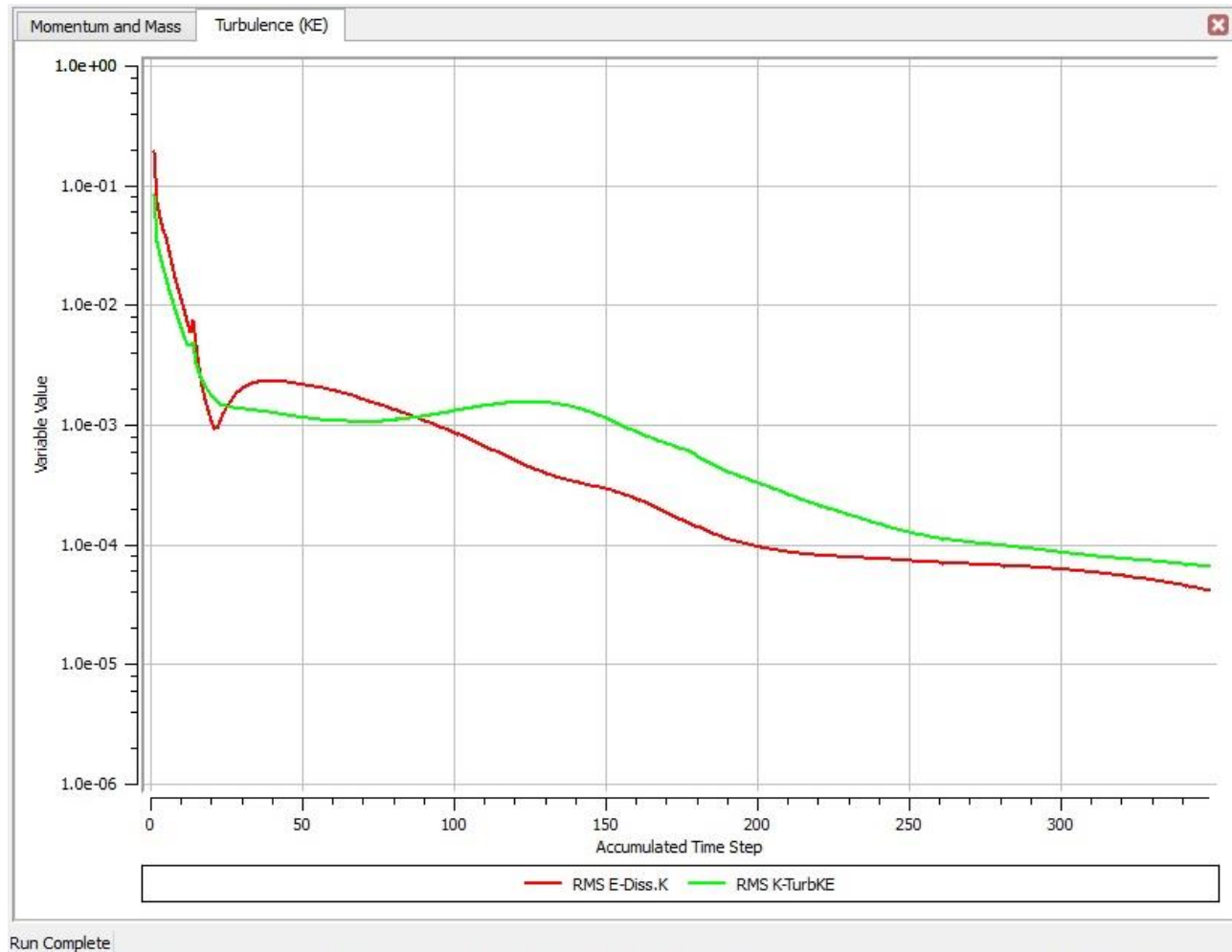


A.3.1.6 Ensaio para o caso de $n = 800$ rpm; $Q = 0,03503$ m³/s e $\eta = 27,93\%$

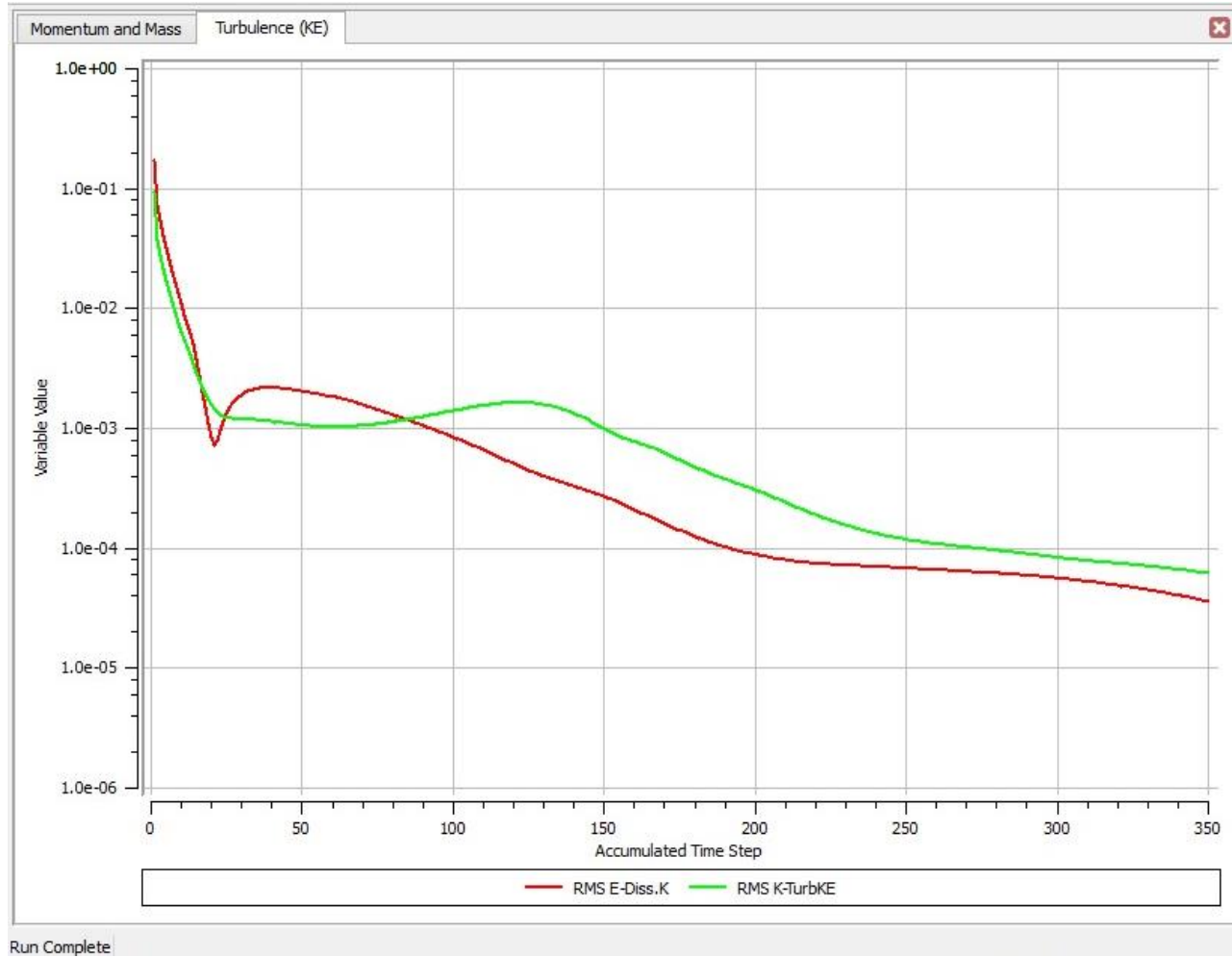


A.3.2 Gráficos para Turbulence (KE)

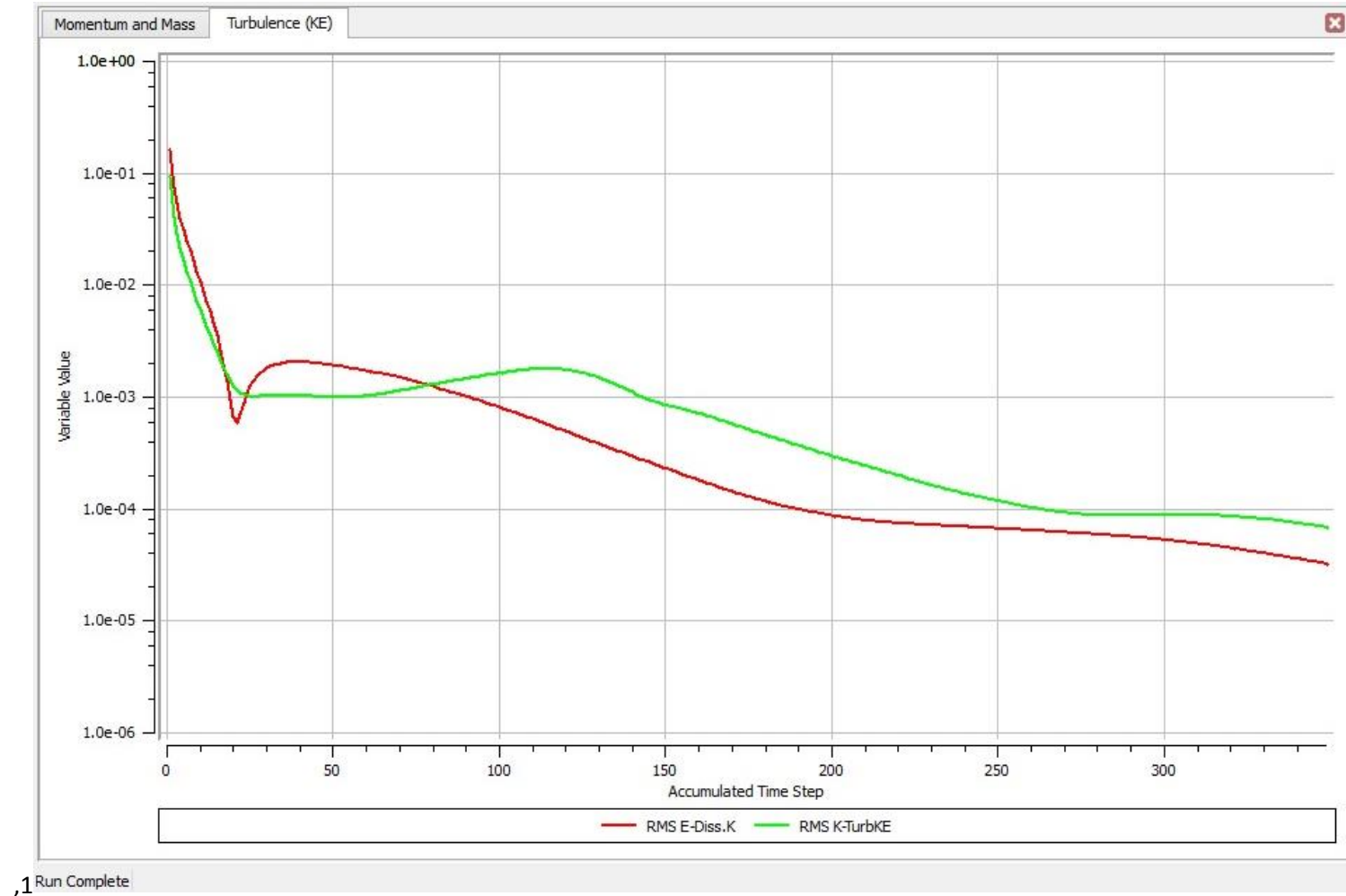
A.3.2.1 Ensaio para o caso de $n = 300$ rpm; $Q = 0,01263$ m³/s e $\eta = 61,88\%$



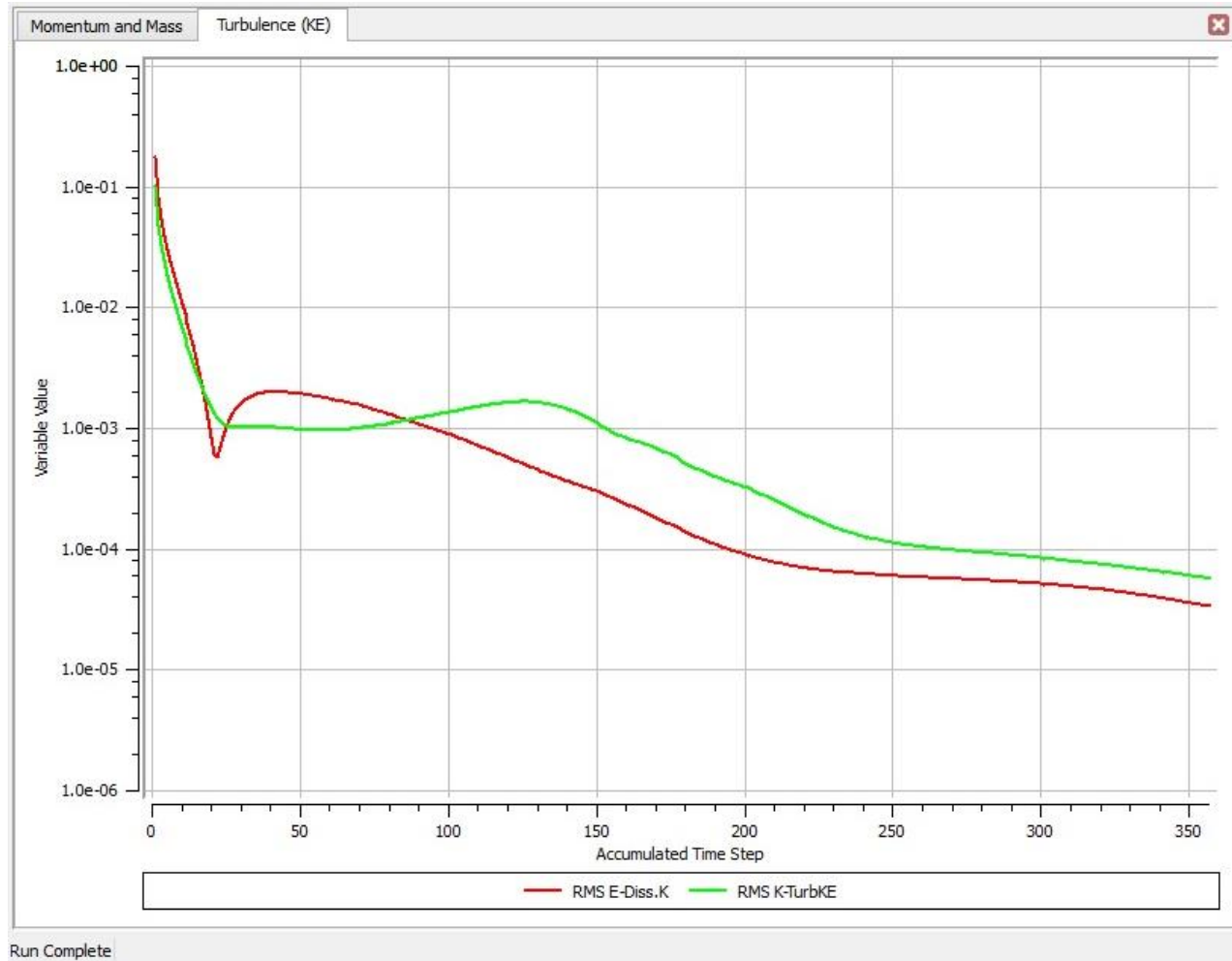
A.3.2.2 Ensaio para o caso de $n = 400$ rpm; $Q = 0,01749$ m³/s e $\eta = 62,49\%$



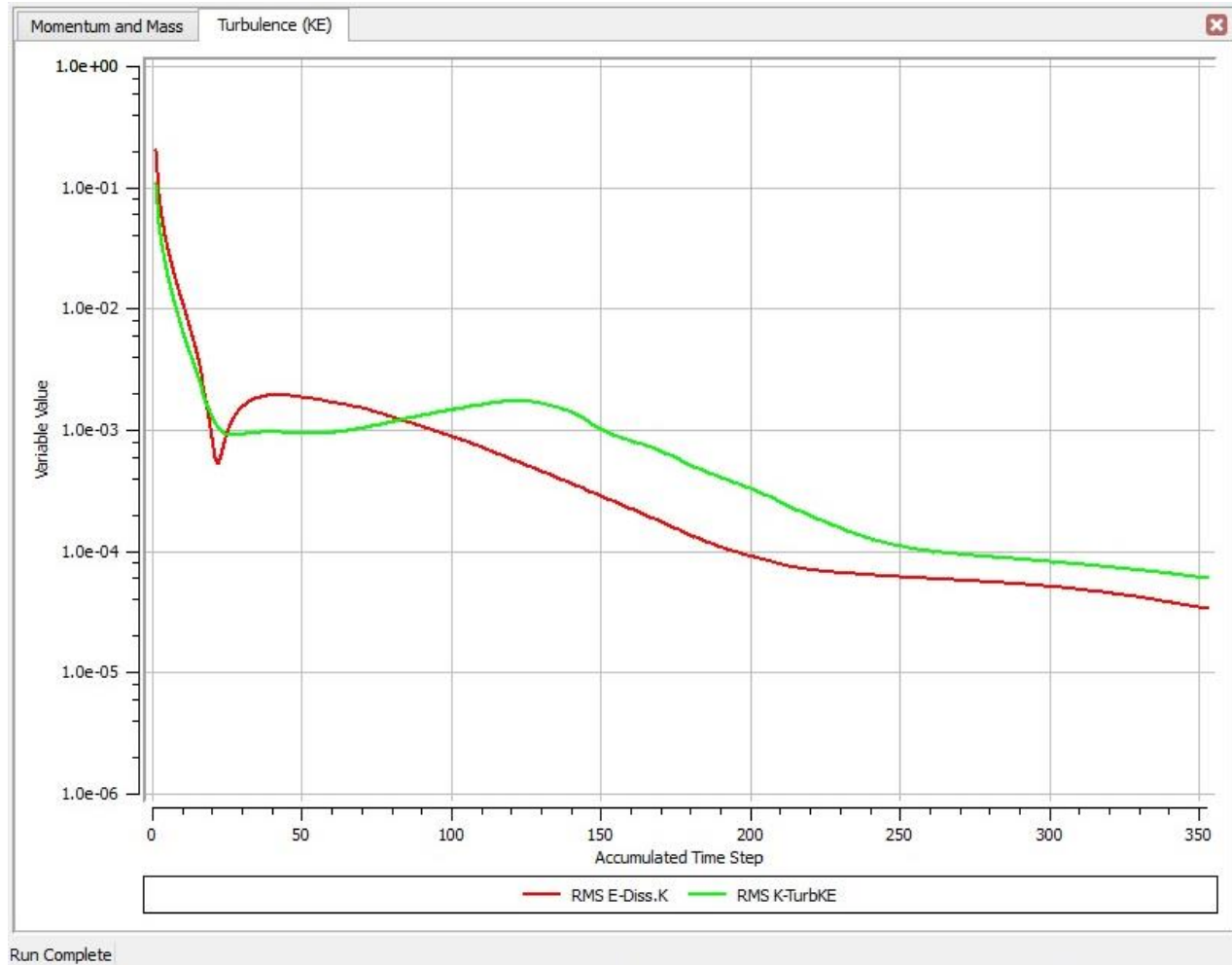
A.3.2.3 Ensaio para o caso de $n = 500$ rpm; $Q = 0,02282$ m³/s e $\eta = 52,48\%$



A.3.2.4 Ensaio para o caso de $n = 600$ rpm; $Q = 0,02600$ m³/s e $\eta = 47,39\%$



A.3.2.5 Ensaio para o caso de $n = 700$ rpm; $Q = 0,03115$ m³/s e $\eta = 38,68\%$



A.3.2.6 Ensaio para o caso de $n = 800$ rpm; $Q = 0,03503$ m³/s e $\eta = 27,93\%$

