

UNIVERSIDADE FEDERAL DE ITAJUBÁ
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO
EM ENGENHARIA MECÂNICA

OTIMIZAÇÃO GEOMÉTRICA DO ROTOR WELLS APLICADO
EM USINAS DE COLUNA DE ÁGUA OSCILANTE

Pâmela Badessa Maia

Itajubá, dezembro de 2022

UNIVERSIDADE FEDERAL DE ITAJUBÁ
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO
EM ENGENHARIA MECÂNICA

Pâmela Badessa Maia

OTIMIZAÇÃO GEOMÉTRICA DO ROTOR WELLS APLICADO
EM USINAS DE COLUNA DE ÁGUA OSCILANTE

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

Área de Concentração: Térmica, Fluidos e Máquinas de Fluxo

Orientador: Prof. Dr. Ramiro Gustavo Ramirez Camacho

Co-Orientador: Prof. Dr. Waldir de Oliveira

Dezembro de 2022

Itajubá-MG

UNIVERSIDADE FEDERAL DE ITAJUBÁ - UNIFEI
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO
EM ENGENHARIA MECÂNICA

Pâmela Badessa Maia

OTIMIZAÇÃO GEOMÉTRICA DO ROTOR WELLS APLICADO
EM USINAS DE COLUNADE DE ÁGUA OSCILANTE

Dissertação aprovada por banca examinadora em 02 de dezembro de 2022, conferindo ao autor o título de *Mestre em Ciências em Engenharia Mecânica*.

Banca examinadora:

Prof. Dr. Sergio Ricardo Galván González – UMSNH

Prof. Dr. Nelson Manzanares Filho–UNIFEI

Co-orientador: Prof. Dr. Waldir de Oliveira–UNIFEI

Orientador: Prof. Dr. Ramiro Gustavo Ramirez Camacho–UNIFEI

Itajubá-MG

Dedicatória

Aos meus pais, Eny e Joaquim.

À minha avó, Maria Inez, e ao meu avô, Elcio (*in memoriam*).

Agradecimentos

Agradeço aos meus pais, Joaquim e Eny, aos meus avós maternos, Elcio (*in memoriam*) e Maria Inês, aos meus tios, Éden (*in memoriam*), Maria Aparecida e Sérgio, por me ajudarem a continuar meus estudos, sempre me incentivando e não me deixando desistir nos momentos de dificuldade.

Ao meu orientador Prof. Dr. Ramiro Gustavo Ramirez Camacho, agradeço pela confiança, colaboração e dedicação durante a realização deste trabalho.

Ao meu co-orientador Prof. Dr. Waldir de Oliveira, quero agradecer por sua dedicação, por compartilhar comigo o seu conhecimento, por seus conselhos, sua amizade e por suas valiosas sugestões que contribuíram para a realização deste trabalho.

Aos Professores membros da banca examinadora: Prof. Dr. Nelson Manzanares Filho e Prof. Dr. Sergio R. Gálvan González, agradeço-lhes pelas contribuições.

Agradeço também a Cássia Cristina Goulart dos Santos, secretária de cursos do Programa de Pós-Graduação do Instituto de Engenharia Mecânica, pela sua dedicação e apoio.

Por fim, quero agradecer aos colegas do Laboratório de Hidrodinâmica Virtual (LHV): Tania Arispe, Thiago Rezek, Darwin Maestre, Marcelo Dias, Edna Silva, Germán Niño, Daniel Silva e Nelson Díaz.

“Lembre-se que as pessoas podem tirar tudo de você, menos o seu conhecimento”

Albert Einstein

RESUMO

MAIA, P. B. (2022), *Otimização Geométrica do Rotor Wells Aplicado em Usinas de Coluna de Água Oscilante*, Itajubá, 150 p. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica – Térmica, Fluidos e Máquinas de Fluxo) – Instituto de Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Itajubá.

Em uma primeira abordagem, é realizada a validação da simulação numérica (DFC) de um rotor de turbina Wells de 8 pás formadas, por perfis aerodinâmicos NACA 0015 de comprimento da corda constante. Os resultados obtidos para as características de desempenho da turbina (coeficiente de torque, coeficiente de queda de pressão total e eficiência) são comparados aos valores experimentais e numéricos disponíveis na literatura.

Para a realização das simulações numéricas do escoamento em regime permanente no rotor da turbina Wells, foi utilizado um canal hidráulico periódico e um único domínio computacional. Malha não estruturada foi empregada, com camadas prismáticas nas proximidades da superfície pá do rotor. O modelo de turbulência $k - \varepsilon$ *Realizable* foi utilizado com tratamento de parede aprimorado. Para o acoplamento pressão-velocidade foi utilizado o método SIMPLEC e esquemas de discretização e interpolação de segunda ordem.

Em uma segunda abordagem, é apresentada uma metodologia de otimização para maximização do coeficiente de torque e da eficiência do rotor da turbina Wells. O processo de otimização consistiu na geração de um plano de experimentos DOE (*Design of Experiments*), onde foram definidas como variáveis geométricas de projeto o comprimento da corda e a espessura da pá, ambas parametrizadas e referentes à altura média e ao topo da pá. Após a realização das simulações numéricas do escoamento em todos os pontos do DOE, foi aplicada uma análise estatística aos resultados obtidos, verificando-se que a espessura da pá estatisticamente não tem influência significativa sobre o desempenho aerodinâmico do rotor da turbina Wells.

Os resultados obtidos forneceram duas geometrias ótimas para o rotor da turbina Wells, sendo que a primeira (Otimizado A) apresentou um ganho máximo de 31,11% para o coeficiente de torque e de 13,59% para a máxima eficiência. A segunda geometria (Otimizado B) apresentou um ganho de 20,18% para a máxima eficiência e uma redução de 5,44% para o máximo coeficiente de torque.

Palavras-chave: Turbomáquina, Rotor de Turbina Wells, Otimização, DOE, DFC.

ABSTRACT

MAIA, P. B. (2022), *Wells rotor geometric optimization applied in oscillating water column plants*, 150 pp. Dissertation (Master in Mechanical Engineering) – Institute of Mechanical Engineering, Federal University of Itajubá.

In a first approach, the validation of the numerical simulation (CFD) of a Wells turbine rotor with 8 blades formed by NACA 0015 airfoils of constant chord length is carried out. The results obtained for the turbine performance characteristics (torque coefficient, total pressure drop coefficient across the turbine and efficiency) are compared to experimental and numerical values available in the literature.

In order to carry out the numerical simulations of steady state flow in the Wells turbine rotor, a periodic hydraulic channel and a single computational domain were used. An unstructured mesh was employed, with prismatic layers close to the rotor blade surface. The k- ϵ Realizable turbulence model was used with improved wall treatment. For the pressure-velocity coupling, the SIMPLEC method and second-order discretization and interpolation schemes were used.

In a second approach, an optimization methodology for maximizing the torque coefficient and the rotor efficiency of the Wells turbine is presented. The optimization process consisted of generating a DOE (Design of Experiments) experiment plan, where the profiles chord length and blade thickness were defined as geometric design variables, both parameterized and referring to the average height and tip of the blade. After carrying out numerical simulations of the flow at all points of the DOE, a statistical analysis was applied to the results obtained, verifying that the thickness of the blade does not statistically have a significant influence on the aerodynamic performance of the Wells turbine rotor.

The results obtained provided two optimal geometries for the Wells turbine rotor, the first geometry (Optimized A) presented a maximum gain of 31.11% for the torque coefficient and 13.59% for maximum efficiency. The second geometry (Optimized B) showed a gain of 20.18% for maximum efficiency and a reduction of 5.44% for maximum torque coefficient.

Keywords: Turbomachine, WellsTurbineRotor, Optimization, DOE, CFD.

SUMÁRIO

CAPÍTULO 1	1
INTRODUÇÃO	1
1.1 Motivação e justificativa.....	2
1.2 Objetivos	7
1.2.1 Objetivo principal.....	7
1.2.2 Objetivos secundários	8
1.3 Estrutura da dissertação	8
CAPÍTULO 2	10
ENERGIA DAS ONDAS	10
2.1 Energia das ondas	11
2.1.1 Vantagens e desvantagens da energia das ondas.....	16
2.2 Potencial mundial e potencial brasileiro de energia das ondas.....	17
2.3 Dispositivos conversores de energia das ondas	20
2.3.1 Usina de coluna de água oscilante (UCAO)	21
CAPÍTULO 3	29
TURBINA WELLS	29
3.1 Características de turbina Wells.....	30
3.2 Princípio de funcionamento da turbina Wells.....	35
3.3 Fatores que influenciam o desempenho da turbina Wells	39
3.3.1 Razão de solidez do rotor	40
3.3.2 Sistemas diretores.....	40
3.3.3 Razão de cubo	41
3.3.4 Razão de aspecto	42
3.3.5 Razão de folga de topo	43
3.3.6 Geometria de perfis NACA de 4 dígitos	44
3.3.7 Turbulência na entrada	44
3.4 Revisão de literatura	45
CAPÍTULO 4	52
DINÂMICA DOS FLUIDOS COMPUTACIONAL E MODELO MATEMÁTICO	52
4.1 Dinâmica dos fluidos computacional.....	53
4.1.1 Malhas computacionais	54
4.1.2 Independência de malhas	57
4.1.3 Condições de contorno	57

4.1.4 Método de acoplamento pressão-velocidade	60
4.2 Modelo Matemático	62
4.2.1 Equação de conservação da massa	62
4.2.2 Equação de conservação da quantidade de movimento	63
4.3 Fundamentos da Turbulência	64
4.3.1 Modelos de turbulência	65
CAPÍTULO 5	67
VALIDAÇÃO DO MODELO NUMÉRICO	67
5.1 Geração da geometria	68
5.2 Geração de malha computacional	69
5.3 Validação numérica do modelo da turbina Wells	77
5.3.1 Resultados da validação numérica	77
CAPÍTULO 6	85
OTIMIZAÇÃO DO ROTOR WELLS	85
6.1 Parametrização da geometria	86
6.2 Geração da malha computacional	90
6.3 Simulação numérica do escoamento	91
6.3.1 Procedimentos da Simulação Numérica	91
6.3.2 Resultados da simulação numérica	92
6.3.3 Determinação da nova população	96
CAPÍTULO 7	111
CONCLUSÕES E SUGESTÕES PARA	111
TRABALHOS FUTUROS	111
7.1 Conclusões	111
7.1.1 Conclusões a respeito da energia das ondas	111
7.1.2 Conclusões sobre a validação numérica da turbina Wells	112
7.1.3 Conclusões sobre o processo de otimização	112
7.2 Sugestões para Trabalhos Futuros	114
REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS	116
Apêndice A – Condições de contorno e resultados da validação numérica	125
Apêndice B – Plano de experimentos e resultados	127

LISTA DE FIGURAS

Figura 1.1	Consumo de energia elétrica no Brasil de 1990 a 2021. Fonte: Figura adaptada de IEA, 2022.....	2
Figura 1.2	Ilustração de uma usina de coluna de água oscilante (UCAO). Fonte: Figura adaptada Hashem, Hameed& Mohamed, 2018.....	4
Figura 1.3	Rotor Wells após 5 anos de operação na usina Mutriku. Fonte: Lekube, <i>et al.</i> 2018.....	5
Figura 1.4	Turbina de impulso em modelo 3D. Fonte: Figura adaptada de Cui & Liu, 2014.....	5
Figura 1.5	Turbina Deniss-Auld. Fonte: Figura adaptada de Falcão & Henriques, 2016.....	5
Figura 1.6	Ilustração 3D da turbina birradial. Fonte: Figura adaptada de Henriques <i>et. al.</i> , 2016.....	5
Figura 1.7	Ilustração de turbina Wells. Fonte: Figura adaptada de Batista, 2018.....	6
Figura 1.8	Triângulos de velocidade na entrada e diagrama das forças atuantes na pá do rotor Wells. Fonte: Figura adaptada de Mohamed & Shaaban, 2013.....	6
Figura 2.1	Energia oceânica implantada. Fonte: Figura adaptada de IRENA, 2020a.....	11
Figura 2.2	Boia de sinalização: (a) Vista frontal (b) Vista em corte longitudinal. Fonte: Figura adaptada de Henriques <i>et al.</i> 2016.....	12
Figura 2.3	Esquema da turbina Wells patenteada: (a) Rotor (b) Rotor acoplado ao gerador elétrico (c) Boia. Fonte: Figura adaptada de Wells, 1976.....	13
Figura 2.4	Fotos da boia de testes apresentada no documento da patente do rotor Wells: (a) Preparação para o lançamento da boia ao mar (b) Boia instalada no mar. Fonte: Figura adaptada de Whittaker, 2017.....	14
Figura 2.5	UCAO da Kvaerner localizada em Toftestallen na Noruega: (a) Foto (b) Ilustração esquemática do interior da usina. Fonte: Figura adaptada de https://slideprayer.com/slide/7495246	15
Figura 2.6	Fotos do protótipo de UCAO de 75 kW de potência em Islay, na Escócia. Fonte: Figura adaptada de Whittaker, 2017.....	15
Figura 2.7	Usina de ondas do Porto do Pecém-CE: (a) Braços mecânicos (b) Esquema representativo dos componentes principais da usina. Fonte: Figura adaptada de Oliveira, 2016.....	17
Figura 2.8	Potencial energético global das ondas. Fonte: Figura adaptada de Trujillo e Turman, 2011.....	18
Figura 2.9	Distribuição do potencial energético das marés e das ondas ao longo da costa brasileira. Fonte: Figura adaptada de CEMBRA, 2019.....	19
Figura 2.10	Regiões a ser determinado o potencial energético das ondas. Fonte: Figura adaptada de Carvalho, 2010.....	19

Figura 2.11	Localização dos dispositivos conversores de energia das ondas. Fonte: Figura adaptada de Schmidt, 2017.....	20
Figura 2.12	Vista externa de uma usina de coluna de água oscilante (UCAO) <i>onshore</i> . Fonte: Figura adaptada de Chrvoje Engineering, 2021.....	21
Figura 2.13	Detalhes do interior da UCAO <i>onshore</i> vista em corte longitudinal. Fonte: Figura adaptada de Chrvoje Engineering, 2021.....	22
Figura 2.14	Detalhe do grupo gerador e da válvula controladora de vazão no interior da UCAO <i>onshore</i> . Fonte: Figura adaptada de Chrvoje Engineering, 2021.....	22
Figura 2.15	Detalhe do interior da UCAO <i>onshore</i> no momento em que há a pressurização da câmara com descarga de ar para a atmosfera. Fonte: Figura adaptada de Chrvoje Engineering, 2021.....	23
Figura 2.16	Detalhe do interior da UCAO <i>onshore</i> no momento em que há a depressurização da câmara com sucção de ar para dentro da CAO. Fonte: Figura adaptada de Chrvoje Engineering, 2021.....	23
Figura 2.17	Fotos da Usina do Pico: (a) Vista frontal (b) Vista lateral com o acesso à sala de turbinas pela porta aberta (c) Vista traseira e do duto que conduz os cabos elétricos. Fonte: Figura adaptada de Melo, 2008.....	25
Figura 2.18	Vista de alguns detalhes do interior da Usina do Pico. Fonte: Melo, 2018.	25
Figura 2.19	Usina do Pico: (a) Conjunto gerador (b) Turbina Wells. Fonte: Bruschi <i>et al.</i> , 2019.....	26
Figura 2.20	Usina LIMPET: (a) Válvulas borboletas (b) Duto da turbina (c) Montagem da turbina. Fonte: Figura adaptada de The Queen's University of Belfast, 2002.....	26
Figura 2.21	Vista da Usina de Mutriku. Fonte: Medina-Lopez et al., 2017.....	27
Figura 2.22	Turbina Wells da Usina de Mutriku. Fonte: Figura adaptada de Garrido, 2018.....	27
Figura 2.23	Representação simplificada da Usina de Mutriku mostrando um detalhe de uma turbina Wells de dois rotores (biplano). Fonte: Figura adaptada de Voith, 2012.....	28
Figura 3.1	Esquema de turbina Wells com seus principais componentes, indicação do fluxo de ar e do sentido de rotação do rotor e representação do gerador elétrico acoplado diretamente ao eixo da turbina. Fonte: Figura adaptada de Raghunathan, 1995.....	31
Figura 3.2	Eficiência de turbina Wells e de turbina de impulso em função do coeficiente de vazão para escoamento em regime permanente. Fonte: Figura adaptada de Shabaan, 2017.....	32
Figura 3.3	Rotores de turbina Wells: (a) Monoplano (b) Monoplano com palhetas diretrizes antes e após o rotor. Fonte: Figura adaptada de Falcão & Gato, 2012.....	32
Figura 3.4	Rotores de turbina Wells: (a) Biplano (b) Biplano contra-rotativa. Fonte: Figura adaptada de Shehata <i>et al.</i> , 2016.....	33

Figura 3.5	Vista parcial da turbina Wells de passo variável, construída para ser instalada na Usina do Pico. Fonte: Falcão & Gato, 2012.....	33
Figura 3.6	Formatos de pás de rotores de turbina Wells de: (a) Comprimento da corda constante (b) Comprimento da corda variável. Fonte: Figura adaptada de Starzmann & Carolus, 2013.....	34
Figura 3.7	Degradação de componentes de turbina Wells: (a) Pá (b) Palhetas diretrizes(c) Detalhe do corante nas trincas. Fonte: Bruschi <i>et al.</i> , 2019.....	35
Figura 3.8	Diagrama de forças e triângulos de velocidades na entrada da pá do rotor Wells.Fonte: Figura adaptada de Lakzian, Soltanmohamadi & Nazeryan, 2015.....	35
Figura 3.9	Desenho esquemático do mecanismo de formação do estol (<i>stall</i>) em rotores Wells. Fonte: Suzuki & Arakawa, 2006.....	37
Figura 3.10	Processo de formação de vórtice no lado de sucção da pá para ângulo de incidência de (a) 0° (b) 11° (c) 15° (d) 19°. Fonte: Suzuki & Arakawa, 2006.....	38
Figura 3.11	Fatores que influenciam o projeto e o desempenho de turbinas Wells. Fonte: Figura adaptada de Raghunathan, 1995.....	39
Figura 3.12	Características de desempenho de uma turbina Wells com diferentes níveis de intensidade de turbulência na entrada avaliada para (a) coeficiente de torque (b) coeficiente de pressão (c) eficiência. Fonte: Kumar & Samad, 2019.....	45
Figura 4.1	Malhas curvilíneas estruturadas ajustadas a um perfil NACA0012: (a) Malha C (b) Malha H (c) Malha O. Fonte: Figura adaptada de Siladic, 1987.....	55
Figura 4.2	Malha estruturada em multiblocos tridimensional. Fonte: TrueGrid® XYZ Scientific Applications, Inc., 2022.....	56
Figura 4.3	Malha não estruturada com detalhe de refino nas bordas das pás de um ventilador axial. Fonte: Mota, 2018.....	56
Figura 4.4	Malha híbrida. Fonte: Elmekawy, 2018.....	57
Figura 4.5	Representação da Lei de parede. Fonte: Figura adaptada de Kudun &Cohen, 2002.....	60
Figura 4.6	Esquema do processo iterativo no método SIMPLE. Fonte: Figura adaptada de Oliveira, 2014.....	61
Figura 4.7	Estruturas do escoamento turbulento. Fonte: https://www.esss.co/blog/escoamento-turbulento	64
Figura 5.1	Vista em perspectiva do rotor Wells.....	68
Figura 5.2	Vista em perspectiva da turbina Wells com domínios de entrada e saída estendidos.....	69
Figura 5.3	Canal hidráulico periódico correspondente a 1/8 do domínio completo da turbina Wells.....	69
Figura 5.4	Ângulo $\theta = 45^\circ$ do canal hidráulico periódico da turbina Wells.....	70

Figura 5.5	Malhas geradas para o estudo de convergência de malhas pelo método GCI: (a) Grosseira (b) Referência (c) Refinada.....	71
Figura 5.6	Síntese das condições de contorno aplicadas na validação do modelo da turbina Wells.....	72
Figura 5.7	Valores de máxima eficiência total da turbina Wells em função do número de elementos da malha computacional.....	74
Figura 5.8	Detalhe do refino da malha tetraédrica na superfície da pá do rotor e no cubo.....	75
Figura 5.9	Corte longitudinal do domínio com detalhe dos núcleos hexaédricos.....	75
Figura 5.10	Detalhe das 18 camadas prismáticas aplicadas nas proximidades da superfície da pá do rotor Wells.....	75
Figura 5.11	Detalhe das 18 camadas prismáticas ao redor da superfície da pá do rotor.....	76
Figura 5.12	Contornos de y^+ referentes à superfície da pá e ao cubo com suas extensões antes e após o rotor para a malha de referência validada pelo método GCI.....	76
Figura 5.13	Histograma da frequência de y^+ na superfície da pá do rotor Wells para a malha de referência e coeficiente de vazão $\phi = 0,15$	76
Figura 5.14	Validação com resultados numérico e experimental disponíveis na literatura para (a) Coeficiente de torque (b) Coeficiente de perdas de pressão (c) Eficiência com destaque para as linhas de correntes no lado de sucção das pás.....	79
Figura 5.15	Linhas de corrente na superfície da pá para os lados de pressão e de sucção da pá do rotor Wells.....	81
Figura 5.16	Contornos de intensidade de turbulência nos planos a 5%, 50% e 85% da altura da pá.....	83
Figura 6.1	Parte inicial do arquivo script.rpl utilizado para geração de geometria e de malha computacional.....	86
Figura 6.2	Construção do perfil que compõe a pá do rotor da turbina Wells através da utilização do script.rpl.....	87
Figura 6.3	Construção da aresta que forma o bordo de fuga da pá através da utilização do script.rpl.....	87
Figura 6.4	Detalhe do bordo de fuga da pá do rotor Wells.....	88
Figura 6.5	Formatos de geometria de pá estabelecidos pelo plano de experimentos (DOE) considerando apenas a variação dos comprimentos das cordas.....	89
Figura 6.6	Formatos de geometria de pá estabelecidos pelo plano de experimentos (DOE) considerando apenas a variação das espessuras.....	89
Figura 6.7	Detalhe do refino da malha tetraédrica gerada pelo script para o DOE 21.....	90
Figura 6.8	Detalhe do bordo de fuga com camadas prismáticas nas proximidades da pá do rotor Wells.....	90
Figura 6.9	Detalhe das 18 camadas prismáticas nas proximidades da pá do rotor Wells.....	91
Figura 6.10	Detalhe da malha tetraédrica com núcleos hexaédricos.....	91

Figura 6.11	Isosuperfícies resultantes das simulações utilizando o DOE: (a) Coeficiente de torque (b) Eficiência.....	94
Figura 6.12	Linhas de corrente no lado de sucção da pá para as combinações de DOE que proporcionaram os melhores valores de coeficiente de torque.....	95
Figura 6.13	Isosuperfícies resultantes das simulações utilizando a expansão do DOE: (a) Coeficiente de torque (b) Eficiência.....	98
Figura 6.14	Rotores Wells otimizados: (a) Configuração de redução suave de C_l (Otimizado A) para C_{Tmax} (b) Configuração de redução intensa de C_l (Otimizado B) para η_{max}	99
Figura 6.15	Coeficiente de torque para os rotores Wells de referência e otimizados....	99
Figura 6.16	Coeficiente de queda de pressão total para os rotores Wells de referência e otimizados.....	101
Figura 6.17	Curvas de eficiência para os rotores Wells de referência e otimizados com destaque para as linhas de corrente no lado de sucção das pás.....	102
Figura 6.18	Comportamento das linhas de corrente na superfície da pá do rotor Wells Otimizado A.....	103
Figura 6.19	Comportamento das linhas de corrente na superfície da pá do rotor Wells Otimizado B.....	103
Figura 6.20	Distribuição do coeficiente de pressão em 5% da altura da pá: (a) Rotor de Referência (b) Rotor Otimizado A (c) Rotor Otimizado B.....	107
Figura 6.21	Distribuição do coeficiente de pressão em 50% da altura da pá: (a) Rotor de Referência (b) Rotor Otimizado A (c) Rotor Otimizado B.....	107
Figura 6.22	Distribuição do coeficiente de pressão em 85% da altura da pá (a) Rotor de Referência (b) Rotor Otimizado A (c) Rotor Otimizado B.....	108
Figura 6.23	Contornos de intensidade de turbulência para a geometria rotor Wells Otimizado A.....	108

LISTA DE TABELAS

Tabela 2.1	Valores da média anual do potencial energético das ondas para o litoral brasileiro. Fonte: Tabela adaptada Carvalho, 2010.....	20
Tabela 2.2	Usinas de coluna de água oscilante (UCAOs) com turbinas Wells. Fonte: Tabela adaptada de Shehaata, 2016.....	24
Tabela 5.1	Especificações do rotor Wells. Fonte: Tabela adaptada de Kotb <i>et al.</i> , 2021.....	68
Tabela 5.2	Método de solução implementado para o escoamento em regime permanente na turbina Wells.....	71
Tabela 5.3	Resultado da independência de malha pelo método GCI.....	73
Tabela 5.4	Características referentes à malha de referência do canal hidráulico periódico da turbina Wells.....	74
Tabela 6.1	Limites laterais estabelecidos para as variáveis geométricas de projeto da turbina Wells.....	88
Tabela 6.2	Coefficiente de Pearson's para as variáveis geométricas de projeto em relação aos coeficientes de desempenho adimensionais da turbina Wells..	93
Tabela 6.3	Lista dos DOE's que apresentaram os maiores valores para o coeficiente de torque com a respectiva eficiência obtida.....	95
Tabela 6.4	Limites laterais estabelecidos para as cordas considerando o novo plano de experimentos.....	96
Tabela 6.5	Nova população com os respectivos resultados de máximo coeficiente de torque e eficiência correspondente.....	97
Tabela 6.6	Máximo coeficiente de torque para os rotores Wells de Referência e Otimizados A e B.....	100
Tabela 6.7	Máxima eficiência para os rotores Wells de Referência e Otimizados A e B.....	102
Tabela A.1	Valores de velocidades estabelecidas para o escoamento na entrada do canal hidráulico periódico da turbina Wells.....	125
Tabela A.2	Resultados obtidos para o canal hidráulico periódico da turbina Wells.....	126
Tabela B.1	Plano de experimentos.....	127
Tabela B.2	Resultados de algumas grandezas obtidas.....	129

LISTA DE SÍMBOLOS

Símbolos Latinos

a_{apar}	Aceleração aparente
AR	Razão de aspecto (<i>AspectRatio</i>)
b	Altura radial da pá
B	Constante da lei logarítmica da camada intermediária
c	Comprimento da corda; Velocidade do escoamento absoluto
C_D	Coefficiente de arrasto (<i>Drag coefficient</i>)
C_L	Coefficiente de sustentação (<i>Lift Coefficient</i>)
C_p	Coefficiente de queda de pressão total; Coefficiente de pressão
C_T	Coefficiente de torque
D_c	Diâmetro do cubo do rotor
D_{ic}	Diâmetro interno da carcaça
D_t	Diâmetro do topo da pá
f	Folga de topo
F	Força resultante
F_A	Força axial
F_D	Força de arrasto (<i>Drag Force</i>)
F_L	Força de sustentação (<i>Lift Force</i>)
F_T	Força tangencial
g	Aceleração da gravidade local
G_b	Geração de energia cinética turbulenta devido à flutuabilidade
G_k	Geração de energia cinética turbulenta devido à média do gradiente de velocidades
h	Razão de cubo
I	Tensor identidade
k	Energia cinética turbulenta
$\dot{m}$	Vazão mássica
M	Momento produzido pela turbina Wells
n	Rotação do rotor
$N_{pá}$	Número de pás

p	Pressão estática
Q	Vazão volumétrica que atravessa a turbina Wells
r	Raio
$\vec{r}_p$	Vetor posição de uma partícula em relação ao referencial não inercial
R_t	Raio do topo da pá
$\ddot{\vec{R}}_o$	Aceleração devida à translação do referencial não inercial em relação ao inercial
t	Espessura do perfil; Passo
T	Período, Torque
T_c	Razão de folga de topo
u	Velocidade circunferencial do rotor
u_t	Velocidade de atrito
u^+	Velocidade adimensional próxima à parede (lei de parede)
V	Velocidade
V_A	Velocidade axial do escoamento
V_x	Velocidade média do escoamento axial
w	Velocidade do escoamento relativo
x	Posição ao longo do comprimento da corda, de 0 até o comprimento c
y	Comprimento característico do domínio computacional
y^+	Distância normal à parede adimensional

Símbolos Gregos

β	Ângulo de incidência do escoamento relativo
Δp	Diferencial de pressão estática
Δp_o	Diferencial de pressão total
ε	Taxa de dissipação de energia cinética turbulenta
η	Eficiência
ϕ	Coefficiente de vazão
μ	Viscosidade dinâmica do fluido
μ_t	Viscosidade turbulenta
ω	Velocidade angular

$\dot{\omega}$	Aceleração angular
σ	Razão de solidez
ρ	Massa específica do fluido
θ	Ângulo periódico
∇	Operador Nabla
τ	Tensão viscosa
τ_t	Tensões de Reynolds
θ	Ângulo periódico

Sobrescritos

$\rightarrow$	Referente a um vetor
$\Rightarrow$	Referente a um tensor
*	Referente ao canal hidráulico periódico da turbina Wells

Subescritos

i	Índice de vetores
in	Índice referente à superfície de entrada do domínio
j	Índice de vetores
out	Índice referente à superfície de saída do domínio
4	Referente ao escoamento na entrada do rotor
t	Índice referente ao raio do topo da pá

Lista de Siglas e Acrônimos

BP	Biplano
CAD	<i>Computer Aided Desing</i> (Desenho auxiliado por computador)
CAO	Coluna de água oscilante
CR	Contrarotativo
COPPE	Instituto Alberto Luiz Coimbra de Pós-Graduação e Pesquisa de Engenharia UFRJ

DFC	Dinâmica dos Fluidos Computacional
DNS	<i>Direct Numerical Simulation</i> (Simulação numérica direta)
DOE	<i>Design of Experiments</i> (Plano de experimentos)
GCI	<i>Grid Convergence Index</i> (Índice de convergência de malha)
GV	Guide vanes (Palhetas diretrizes)
IBGE	Instituto Brasileiro de Geografia Estatística
IEM	Instituto de Engenharia Mecânica
LES	<i>Large Eddy Simulation</i> (Simulação de grandes escalas)
LIMPET	<i>Land Installed Marine Power Energy Transformer</i> (Conversor de Energia Marítima Instalado em Terra)
LHV	Laboratório de Hidrodinâmica Virtual
MP	Monoplano
NACA	<i>National Advisory Committee for aeronautics</i>
NASA	<i>National Aeronautics and Space Administration</i>
OWC	<i>Oscillating Water Column</i> (Coluna de água oscilante)
PISO	<i>Pressure-Implicit with Splitting of Operators</i>
RANS	<i>Reynolds Average Navier-Stokes</i> (Equações médias de Reynolds)
RSM	<i>Reynolds Stress Model</i> (Modelo das Tensões de Reynolds)
RNG	<i>Renormalization Group</i> (Grupo de renormalização)
SIMPLE	<i>Semi-Implicit Method for Pressure Linked Equations</i> (Método semi-implícito para equações acopladas pela pressão)
SIMPLEC	<i>SIMPLE Consistent</i> (SIMPLE Consistente)
SIMPLER	<i>SIMPLE Revised</i> (SIMPLE Revisado)
SRF	<i>Single Reference Frame</i> (Modelo de Único Domínio Diferencial)
SIN	Sistema Interligado Nacional
SST	<i>Shear Stress Transport</i>
UCAO	Usina de Coluna de Água Oscilante
UFRJ	Universidade Federal do Rio de Janeiro
UNIFEI	Universidade Federal de Itajubá

CAPÍTULO 1

INTRODUÇÃO

Neste capítulo, são apresentados os principais motivos pelos quais pode ser viável a geração de energia elétrica no Brasil por meio de ondas de água, em especial a partir de usinas de coluna de água oscilante (CAO) que utilizam turbinas Wells. Também, é apresentada uma breve descrição do tipo construtivo e do princípio de funcionamento, tanto das usinas de coluna de água oscilante (UCAOs) como das turbinas Wells, sendo também mencionadas as vantagens e desvantagens apresentadas por este tipo de turbina.

Este capítulo é dividido em três itens. Primeiramente, é apresentada a motivação e a justificativa do presente trabalho. A motivação é devida à demanda existente pela produção de eletricidade a partir de fontes renováveis pelos mais variados motivos, sendo alguns deles citados neste capítulo. Quanto à justificativa, do ponto de vista técnico, verifica-se a aplicação da turbina Wells em situações onde se tem como potencial o movimento das ondas marítimas, com sistemas otimizados para a maximização nos sistemas de coluna de água oscilante (CAO). Posteriormente, são apresentados o objetivo principal e os objetivos secundários do presente trabalho. Finalmente, são mencionados os demais capítulos que compõem a estrutura desta dissertação de mestrado.

1.1 Motivação e justificativa

Durante as últimas décadas, houve de maneira progressiva a conscientização da sociedade a respeito dos impactos ambientais provocados pelo uso das fontes de energia não renováveis, bem como sobre a possibilidade de esgotamento em um futuro próximo destas fontes, em especial dos combustíveis fósseis. Neste mesmo período, também houve a preocupação pela obtenção da segurança energética, tendo em vista certas dificuldades de fornecimento permanente de energia elétrica. Tais dificuldades já aconteceram no Brasil, em virtude principalmente do baixo nível atingido pelos reservatórios das usinas hidrelétricas em períodos relevantes de estiagens, por exemplo, as que ocorreram nos anos de 2001, 2015 e mais recentemente em 2019. Concomitante ao cenário descrito anteriormente, também houve o aumento do consumo total de energia elétrica no Brasil que, apesar de apresentar algumas oscilações, sua tendência ainda é de crescimento, conforme pode ser visto na Figura 1.1. Tais acontecimentos colaboraram para a busca de uma matriz elétrica nacional diversificada, com predominância de fontes renováveis capazes de proporcionar autossuficiência energética.

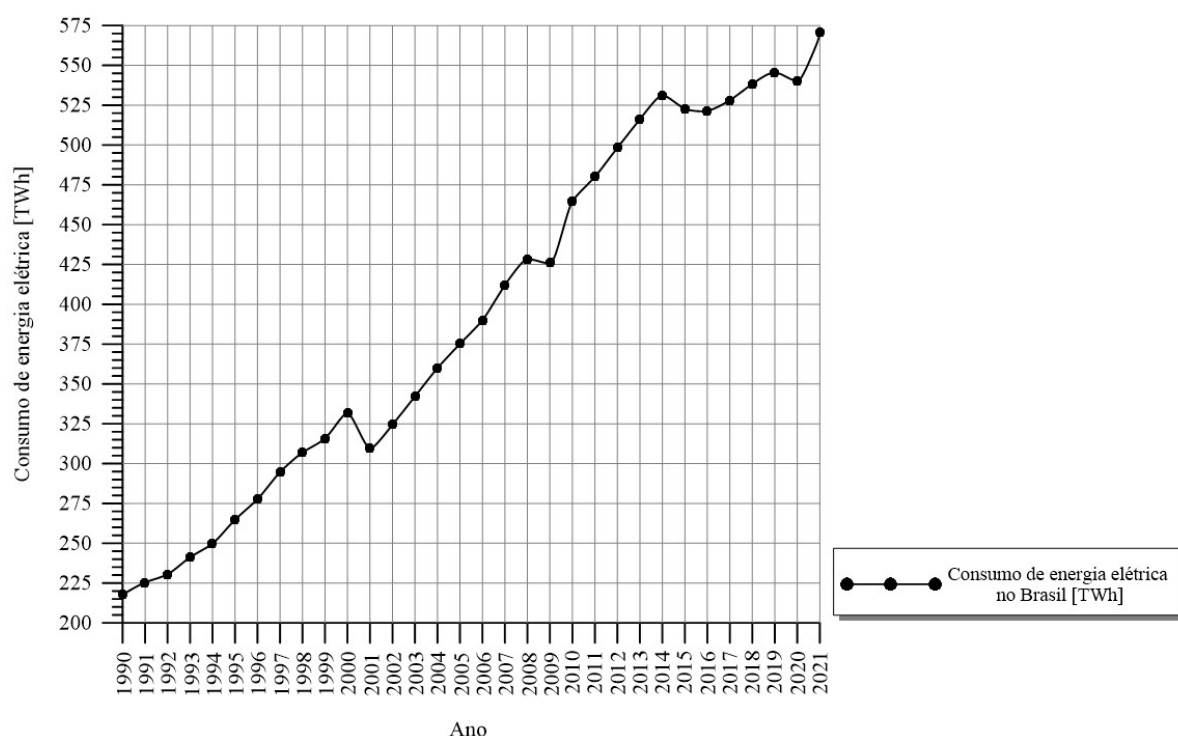


Figura 1.1 – Consumo de energia elétrica no Brasil de 1990 a 2021

Fonte: Figura adaptada de IEA, 2022

A matriz elétrica brasileira é predominantemente composta por fontes renováveis que, se somadas, correspondem a 78,1%, sendo que somente a energia hidráulica é responsável por 53,4% (BEN, 2022). Porém, apesar de a energia hidráulica ser considerada renovável, as usi-

nas hidrelétricas são dependentes de alguns fatores que muitas vezes podem inviabilizar suas construções, tais como a sazonalidade pluviométrica, a vazão dos rios, os desníveis de relevo, dentre outros. Vale lembrar ainda que as usinas hidrelétricas são responsáveis por impactos socioeconômicos, culturais e ambientais, podendo prejudicar a fauna, a flora e a população que vive nas redondezas da barragem (Queiroz *et al.*, 2013).

Tendo em vista que 70% do potencial hidrelétrico disponível para exploração estão localizados em dois Biomas de grande interesse ambiental, que englobam aproximadamente dois terços do território nacional, sendo eles a Amazônia e o Cerrado, é possível prever as dificuldades para a expansão da oferta hidrelétrica (PNE, 2030b). Além disso, esse potencial de exploração está distante dos grandes centros consumidores de energia elétrica, o que culmina em gastos adicionais de estudo e de implantação de extensas linhas de transmissão para condução da energia elétrica produzida (PNE, 2050).

Considerando que o Brasil possui uma região costeira cuja extensão é de aproximadamente 8500 km, que cerca de 26,6% da população brasileira vive na região costeira, e se ainda for considerada uma faixa de 200 km do litoral em direção ao interior do país, a população residente nesta região passa a ser então de 58%. Sabendo ainda da proximidade existente do SIN (Sistema Interligado Nacional) com a região costeira, pode-se concluir que, a princípio, a geração de eletricidade através da energia das ondas é uma alternativa viável para incrementar a matriz elétrica nacional. Essa viabilidade é justificada tendo em vista a dificuldade citada anteriormente para a expansão hidrelétrica no Brasil, além da vantagem de redução de custos e de perdas por transmissão de energia elétrica, já que a maior parte da população bem como do SIN encontram-se mais próximos da região costeira, conforme (Cunha, 2014; Rede Biomar 2016).

Dentre os diversos dispositivos de extração de energia das ondas, as usinas de coluna de água oscilante (UCAOs) se destacam em relação aos demais pela sua simplicidade construtiva. Numa usina de coluna de água oscilante, abreviada neste trabalho pela sigla UCAO, basicamente, a sua única parte móvel é o rotor da turbina, que, por sua vez, encontra-se acima do nível da água e que é acoplado diretamente a um gerador elétrico. (Falcão & Henriques, 2016).

Na Figura 1.2 é possível observar uma ilustração de UCAO do tipo *onshore*.

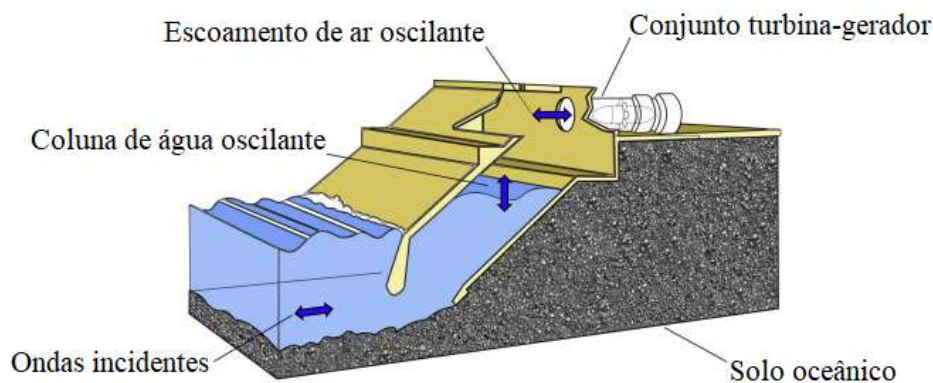


Figura 1.2 - Ilustração de uma usina de coluna de água oscilante (UCAO)
 Fonte: Figura adaptada Hashem, Hameed & Mohamed, 2018

As usinas de coluna de água oscilante (UCAOs) consistem, basicamente, de uma câmara oca, parcialmente submersa, possuindo duas aberturas, sendo uma delas aberta à atmosfera e outra voltada para a corrente marítima. A câmara possui uma válvula de alívio e no interior dessa câmara se localiza uma turbina de fluxo reverso, podendo a turbina ser de fluxo axial ou outro tipo que não seja o de fluxo axial. Quando as ondas se movimentam no sentido da costa marítima, e entram no interior da câmara, ocorre uma elevação do nível da superfície livre de água. Essa elevação de água, que comprime o ar contido no interior da câmara, força esse ar a escoar pelo interior da turbina, em virtude da pressão no interior da câmara ser maior que a pressão atmosférica. Porém, no sentido reverso, quando as ondas recuam em direção ao mar, o ar atmosférico é aspirado para dentro da câmara, escoando primeiramente pelo interior da turbina. O recuo das ondas faz com a pressão no interior da câmara seja menor que a pressão atmosférica. Em ambas as situações, o rotor gira sempre no mesmo sentido, independentemente do sentido do escoamento de ar no interior da turbina. Esta característica de giro do rotor no mesmo sentido está associada à utilização de perfis aerodinâmicos simétricos e de ângulo de montagem nulo desses perfis em relação à direção circunferencial. Essas características de perfis aerodinâmicos simétricos e de ângulo de montagem nulo são utilizadas em rotores de turbinas Wells. A geração de energia elétrica ocorre através do gerador elétrico acoplado diretamente à turbina.

Nas UCAOs podem ser utilizadas turbinas convencionais, desde que haja um sistema de retificação do escoamento, em virtude do movimento alternado das ondas, porém em UCAOs de grande porte o uso de turbinas convencionais é inviável. Por esta razão, diversos pesquisadores desenvolveram ao longo dos últimos anos turbinas auto-retificáveis para operarem em UCAOs, sendo elas divididas em duas categorias principais de turbinas de fluxo axial: turbinas Wells e turbinas de impulso (Vide Figuras 1.3 e 1.4). Dentre outras configurações

de turbinas que utilizam CAO, duas se destacam, sendo uma denominada de turbinas Dennis-Auld (Falcão & Henriques, 2016) e a outra de turbinas birradial (Penalba&Ringwood, 2016), conforme pode ser visto nas Figuras 1.5 e 1.6.



Figura 1.3 – Rotor Wells após 5 anos de Operação na usina Mutriku
Fonte: Lekube, *et al.*, 2018

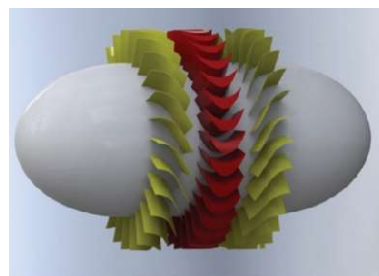


Figura 1.4 – Turbina de impulso em modelo 3D
Fonte: Figura adaptada de Cui & Liu, 2014



Figura 1.5 – Turbina Deniss-Auld
Fonte: Falcão & Henriques, 2016

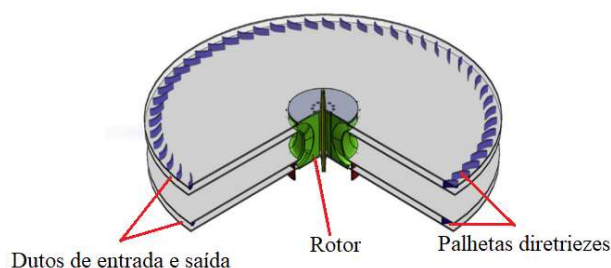


Figura 1.6 – Ilustração 3D da turbina birradial
Fonte: Figura adaptada de Henriques *et. al.*, 2016

Originalmente, a turbina Wells possuía apenas um rotor de fluxo axial, que permite escoamento reverso, e que foi inventada na década de 1970 por Alan Arthur Wells (1924-2005), professor da Queen's University of Belfast (QUB). O pedido de registro de patente foi feito pela QUB em 13 de novembro de 1976. As pás do rotor da turbina Wells são formadas pelo empilhamento de perfis aerodinâmicos simétricos, posicionados a 90° em relação ao eixo do rotor, no plano normal ao escoamento de ar incidente no rotor.

A Figura 1.7 apresenta uma ilustração de turbina Wells com seus principais, destacando-se o rotor, com suas pás formadas por perfis aerodinâmicos simétricos, e o eixo da turbina. A Figura 1.7 também representa de forma esquemática a carcaça da turbina que envolve o rotor e o gerador elétrico. Essa figura mostra ainda os sentidos do fluxo de ar através da turbina bem como o único sentido de giro do rotor.

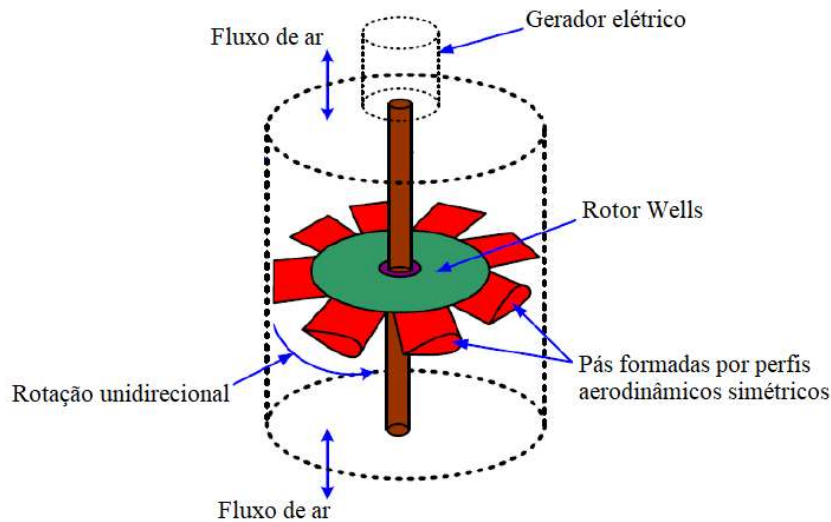


Figura 1.7 – Ilustração de turbina Wells
Fonte: Figura adaptada de Batista, 2018

A rotação do rotor no mesmo sentido de giro é garantida pela construção das pás por meio de perfis aerodinâmicos simétricos, com ângulo de montagem nulo desses perfis em relação à direção circunferencial. Para ângulos de incidência do escoamento relativo (β), tanto positivos como negativos, a força tangencial no rotor (F_T) atua em apenas um único sentido, conforme é mostrado na Figura 1.8.

Na Figura 1.8, as velocidades u , c e w correspondem, respectivamente, às velocidades circunferencial, absoluta e relativa do escoamento. Enquanto F_A , F_L e F_D correspondem, respectivamente, à força axial (*axial force*), à força de sustentação (*lift force*) e à força de arrasto (*drag force*).

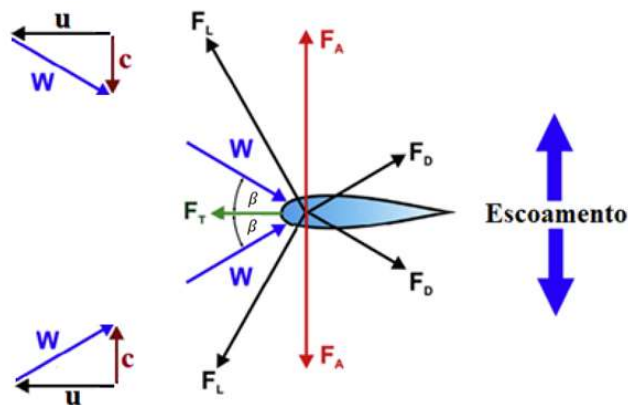


Figura 1.8 – Triângulos de velocidade na entrada e diagrama das forças atuantes na pá do rotor Wells
Fonte: Figura adaptada de Mohamed & Shaaban, 2013

Da Figura 1.8, conclui-se que, conforme a velocidade absoluta do escoamento aumenta, o ângulo de incidência do escoamento relativo também aumenta, fazendo com o componente da velocidade relativa do escoamento não incida adequadamente no bordo de ataque da pá, pois a turbina Wells possui ângulo de montagem nulo em relação à direção circunferencial. Portanto, para elevados valores de velocidade absoluta do escoamento, a tendência é de que haja regiões de separação das camadas-limites e altos níveis de turbulência, reduzindo, assim, consideravelmente a eficiência hidráulica desse tipo de turbina.

Logo, considerando para um futuro próximo a possibilidade de geração de energia elétrica por UCAOs no litoral brasileiro, e que as turbinas Wells por elas utilizadas possuem baixas eficiências, o presente trabalho tem por objetivo principal a melhoria do desempenho aerodinâmico deste tipo de turbina, através da otimização dos parâmetros geométricos construtivos, como o comprimento da corda dos perfis que formam as pás bem como a espessura desses perfis.

1.2 Objetivos

Neste item, primeiramente, é apresentado o objetivo principal do presente trabalho e posteriormente os objetivos secundários mais relevantes.

1.2.1 Objetivo principal

Apresentar uma metodologia de otimização com base na geração de planos de experimentos (*Design of Experiments* – DOE), considerando apenas alguns parâmetros geométricos das pás do rotor Wells, como a variação do comprimento da corda e da espessura na altura média e no topo da pá. O processo de otimização tem por objetivo obter a maximização do coeficiente de torque, sem o detrimento da eficiência hidráulica da turbina, através da solução do campo de escoamento obtida pela dinâmica dos fluidos computacional (DFC). Como resultado, espera-se uma configuração geométrica ótima com relação à configuração original (Rotor de Referência), que possui não só espessura constante da pá como também comprimento da corda constante ao longo da altura da pá.

1.2.2 Objetivos secundários

Os objetivos secundários mais relevantes são:

- Geração de um Roteiro (*Script*) de Comando em linguagem Tcl/Tk para parametrização da geometria, geração de malhas computacionais e interpretação pelo *software* ICEM-CFD[®], com objetivo de manter os parâmetros de malha similares nas diversas variações geométricas de forma a obter soluções numéricas confiáveis.
- Validação da metodologia numérica com base em resultados numéricos e experimentais disponíveis na literatura.
- Obtenção e análise das curvas características de desempenho referentes à turbina de configuração original (turbina de referência) validada numericamente e das turbinas otimizadas do presente trabalho.

1.3 Estrutura da dissertação

Na sequência deste trabalho, o Capítulo 2 apresenta um panorama geral e sucinto sobre a energia das ondas, dando ênfase às usinas de coluna de água oscilante (UCAOs), que fazem parte do foco principal do trabalho, já que grande parte dessas usinas utiliza turbinas Wells para a geração de energia elétrica.

No Capítulo 3, é abordada a fundamentação teórica sobre a turbina Wells e o estado da arte desta turbina, sendo explicado em detalhes o seu princípio de funcionamento e os principais parâmetros que influenciam o seu desempenho.

O Capítulo 4 apresenta alguns fundamentos básicos da dinâmica dos fluidos computacional (DFC) pertinentes ao presente trabalho e expõe o modelo matemático utilizado para a solução numérica do escoamento na turbina Wells.

No Capítulo 5, é apresentada a validação do modelo numérico da turbina Wells utilizada no presente trabalho – denominada Turbina de Referência –, trazendo detalhes a respeito da geração da geometria e da malha computacional, bem como o protocolo de independência de malha utilizando.

O Capítulo 6 apresenta a metodologia de otimização com base na geração do plano de experimentos (DOE). Também, é apresentada uma análise dos resultados prévios com base na avaliação da sensibilidade das variáveis de projeto utilizadas. A partir dessa análise, foi feita uma expansão do DOE que possibilitou obter como resultado final duas geometrias otimizadas de rotores Wells.

O Capítulo 7 descreve as principais conclusões extraídas deste trabalho e também apresenta algumas sugestões para trabalhos futuros.

Por fim, são apresentadas as referências bibliográficas utilizadas e, na sequência, os Apêndices A e B.

CAPÍTULO 2

ENERGIA DAS ONDAS

Como salientado no Capítulo 1, o foco principal do presente trabalho é a otimização do rotor de uma turbina Wells. Como esse tipo de turbina é comumente utilizado em dispositivos de conversão de energia das ondas, denominados de coluna de água oscilante (CAO), torna-se relevante descrever de forma sucinta a respeito deste tipo de energia.

Sendo assim, este capítulo apresenta um breve histórico relacionado a essa forma de energia, fornecendo informações a respeito da estimativa de energia das ondas, tanto do potencial mundial como do potencial brasileiro. Ainda neste capítulo, são apresentadas algumas das vantagens e desvantagens da utilização de energia das ondas e também algumas características dos principais dispositivos conversores de energia das ondas. Por fim, é descrito o princípio de funcionamento de uma usina de coluna de água oscilante (UCAO) e ainda são relatadas três UCAOs típicas que utilizam turbinas Wells.

2.1 Energia das ondas

Os oceanos contêm o maior de todos os recursos naturais, possuindo um potencial energético que pode contribuir significativamente para atender à crescente demanda de energia a nível global. A energia contida nos oceanos possui diferentes origens, consequentemente diferentes classificações. As mais relevantes são a energia das marés, a energia do gradiente térmico dos oceanos, a energia das correntes marítimas e finalmente a energia das ondas (Cruz & Sarmiento, 2004).

Dentre todos os tipos de tecnologia de extração da energia dos oceanos, a energia das marés e das ondas são as que possuem o maior número de patentes depositadas em todo o mundo. De todas as patentes acumuladas durante os anos de 2000 a 2017, em torno de 54,06% correspondem à energia das ondas, 41,87% à energia das marés, 3,42% à energia térmica e, por fim, 0,64% pertencem ao gradiente de salinidade (IRENA, 2020a).

De acordo com IRENA (2020b) o potencial de energia oceânica disponível é de 82,9 TWh/ano, sendo ele suficiente para suprir em aproximadamente três vezes a demanda global de eletricidade, que, por exemplo, para o ano de 2019 foi de aproximadamente 25 TWh/ano. Mas, de todo o potencial disponível, apenas 534,69 MW está implantado, sendo que a energia das ondas representa uma parcela de apenas 2,31 MW, conforme pode ser observado na Figura 2.1 (IRENA, 2020a).

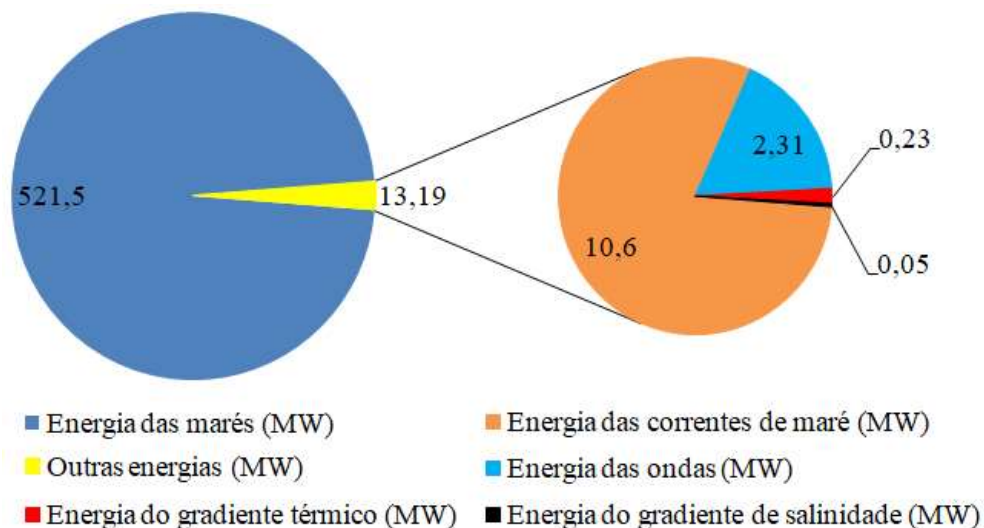


Figura 2.1– Energia oceânica implantada
Fonte: Figura adaptada de IRENA, 2020a

A ideia em se gerar eletricidade a partir da energia das ondas não é algo recente. O francês Pierre Simon Girard e seu filho são reconhecidos como os primeiros titulares de uma patente de energia das ondas datada de 12 de julho de 1799 na cidade de Paris. Se houve resultados do projeto, não há informações a respeito, o que se sabe é que o intuito do projeto era construir uma grande alavanca com sua base fixada à costa e com sua parte móvel flutuando no mar. À medida que o corpo da alavanca oscilava para cima e para baixo, em virtude do movimento das ondas, a alavanca poderia ser utilizada para o acionamento de bombas, moinhos, rodas, serras, etc. (Ross, 1981).

Já o oficial da marinha japonesa, Yoshio Masuda (1925-2009), é considerado o pai da tecnologia moderna de energia das ondas, tendo iniciado seus estudos a respeito do assunto na segunda metade da década de 1940 no Japão. Yoshio Masuda desenvolveu uma boia de sinalização, que funcionava com a energia das ondas, e era equipada com uma turbina de único sentido de escoamento de ar incidente na turbina. Mais tarde, foi dado ao princípio de funcionamento da boia o nome de dispositivo de Coluna de Água Oscilante (CAO) ou, em idioma inglês, *Oscillating Water Column* (OWC). Essa boia foi comercializada no Japão desde 1965 e posteriormente nos EUA (Falcão, 2010).

Na Figura 2.2, é apresentada uma ilustração da boia de sinalização desenvolvida por Yoshio Masuda equipada com uma turbina a ar unidirecional e válvula retificadora.

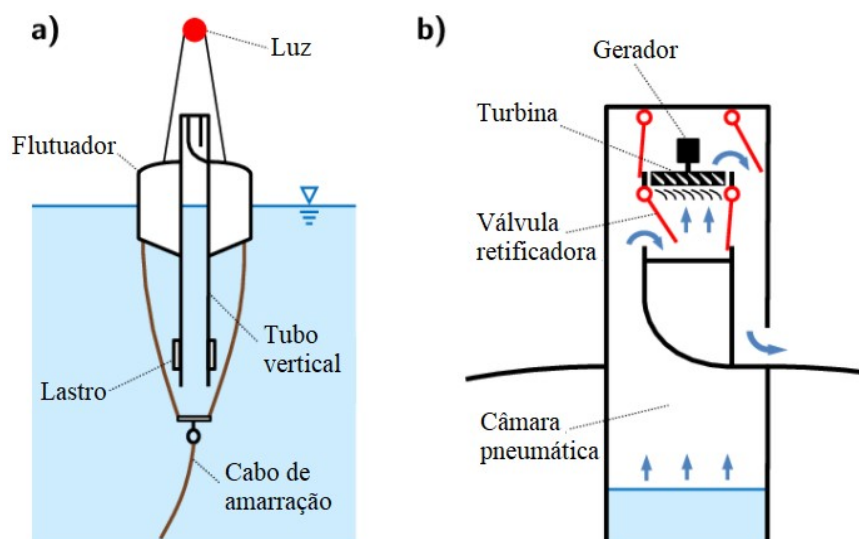


Figura 2.2 – Boia de sinalização: (a) Vista frontal (b) Vista em corte longitudinal
Fonte: Figura adaptada de Henriques *et al.*, 2016

Na década 70, o professor Alan Arthur Wells (1924-2005) da Queen's University of Belfast, inventou um rotor axial de fluxo reverso, que foi patenteado pela sua Universidade,

recebendo o nome de transdutor rotativo acionado por fluido. As pás deste rotor são formadas pelo empilhamento de perfis aerodinâmicos simétricos, posicionados a 90° em relação ao eixo do rotor, e pertencentes a um único plano normal ao escoamento de ar incidente. As seções radiais das pás são idênticas desde a sua base (raiz) até a ponta (topo) das pás (Burdekin & Crossland, 2007; Wells, 1976).

O rotor apresentado na patente, que ficou comumente conhecido por rotor Wells, e também por turbina Wells, devido ao nome de seu inventor, possui duas pás de perfis simétricos do tipo NACA 64/009, acoplado diretamente a um gerador elétrico, de modo que o conjunto fica alojado acima da superfície livre da água proveniente da CAO, mais precisamente na região do bocal convergente-divergente da câmara semi esférica, conforme pode ser observado na Figura 2.3 (Wells, 1976).

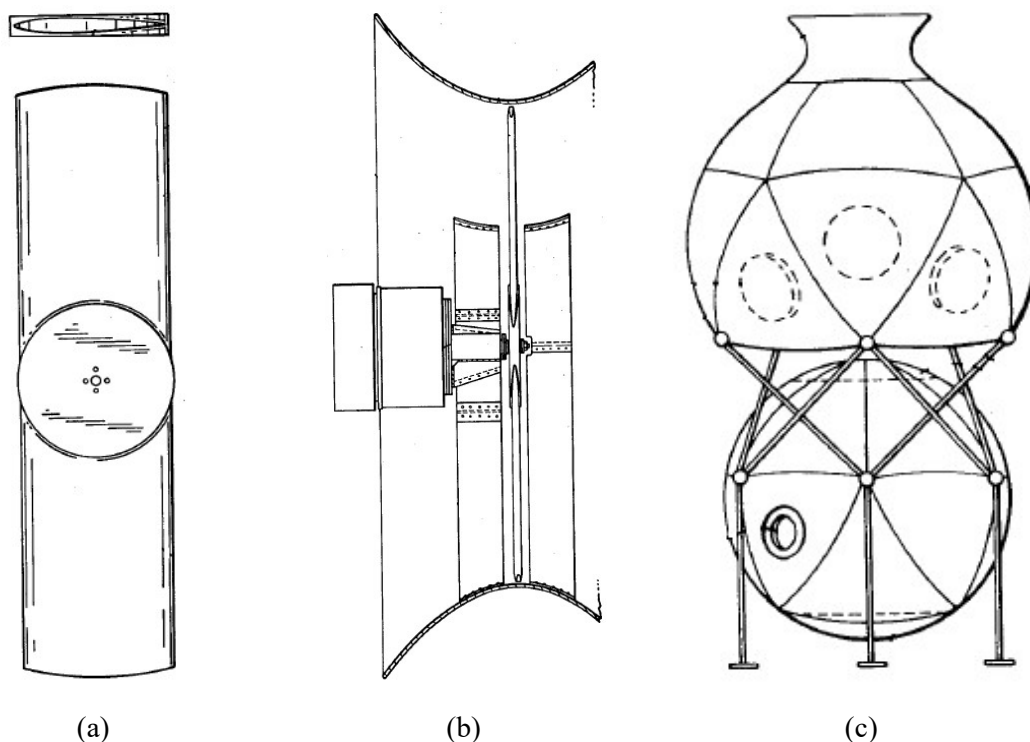


Figura 2.3 – Esquema da turbina Wells patenteada: (a) Rotor (b) Rotor acoplado ao gerador elétrico (c) Boia
Fonte: Figura adaptada de Wells, 1976

O rotor inventado por Allan Arthur Wells dispensa o uso de válvulas retificadoras, pois, ao utilizar pás formadas por perfis simétricos, o rotor passa a ter um único sentido de giro, independentemente do sentido do escoamento de ar incidente na turbina. Detalhes a respeito do princípio de funcionamento do rotor Wells serão apresentados no Capítulo 3 do presente trabalho.

A Figura 2.4 mostra as fotos da boia de testes apresentada no documento da patente do rotor Wells.



(a)



(b)

Figura 2.4 – Fotos da boia de testes apresentada no documento da patente do rotor Wells:

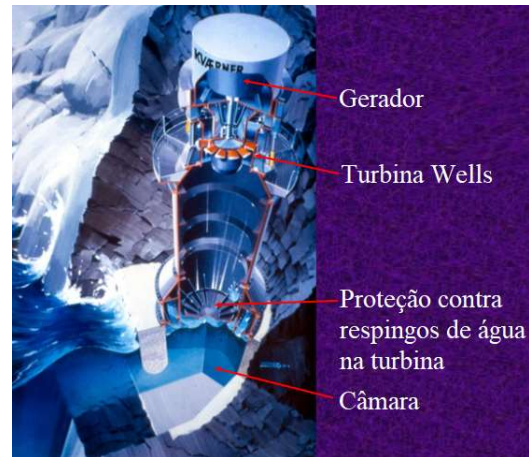
(a) Preparação para o lançamento da boia ao mar (b) Boia instalada no mar

Fonte: Figura adaptada de Whittaker, 2017

As pesquisas intensivas a respeito da energia das ondas ocorreram durante a década de 1970, juntamente com o evento da crise do petróleo, que, por sua vez, promoveu o interesse pela busca de energia renováveis. Uma variedade de dispositivos foram então propostos e desenvolvidos, porém o sucesso ficou muito abaixo das expectativas geradas. Um dos motivos que contribuíram para resultados insatisfatórios foi o fato de subestimar o poder destrutivo das ondas. Um exemplo disso foi a UCAO da empresa Kvaerner de 500 kW de potência cuja foto e ilustração esquemática de seu interior são apresentadas na Figura 2.5. Localizada em Toftestallen na Noruega, essa usina foi construída em 1985 e teve parte de sua estrutura destruída por uma forte tempestade no fim de 1988. A princípio, a empresa responsável por sua construção planejava reconstruir a torre de aço que foi danificada e passar a utilizar um conjunto gerador de eixo horizontal. Porém, em 1990, ao incorporar outra empresa, o projeto de energia das ondas foi abandonado. O início da década de 1980 foi marcado pelo desinteresse em energia das ondas e a interrupção de muitos projetos, sendo este acontecimento também influenciado pela estabilização do preço do petróleo (Aquaret, 2012; Bevilacqua & Zanuttigh, 2011; Falcão 2010; Falnes, 1993).



(a)



(b)

Figura 2.5 – UCAO da Kvaerner localizada em Tofte na Noruega:

(a) Foto (b) Ilustração esquemática do interior da usina

Fonte: Figura adaptada de <https://slideprayer.com/slide/7495246>

No final da década de 1980, uma equipe da Queen's University of Belfast construiu um protótipo de UCAO na costa oeste da Escócia, em Islay, conforme pode ser visto na Figura 2.6. O protótipo funcionou por oito anos e foi uma valiosa instalação para fins de pesquisas e testes, permitindo o estudo de vários componentes do sistema em condições reais de operação. A experiência proporcionada à equipe pelo funcionamento do protótipo possibilitou que eles construíssem a primeira planta de energia das ondas do mundo em escala comercial conectada à rede elétrica, sendo ela denominada de Usina de LIMPET (The Queen's University of Belfast, 2002).



Figura 2.6 – Fotos do protótipo de UCAO de 75 kW de potência em Islay, na Escócia

Fonte: Figura adaptada de Whittaker, 2017

A evolução das tecnologias dos dispositivos de conversão de energia das ondas permaneceu lenta até o início de 2000, quando então ocorreu um impulso novamente na busca por energias renováveis por parte da comunidade europeia. Vários dispositivos foram então

desenvolvidos, sendo dada ênfase aos do tipo *offshore* por possuírem maiores níveis de energia se comparados ao que são *onshore* ou *nearshore* (Aquaret, 2012).

2.1.1 Vantagens e desvantagens da energia das ondas

Waters (2008) cita como desafios encontrados na extração da energia das ondas a durabilidade de certos componentes da UCAO expostos à força das ondas, os custos de investimentos associados à estrutura da usina, que é superdimensionada para suportar a força das ondas, amarração das estruturas e transmissão de energia até a costa.

De maneira sucinta, algumas das vantagens referentes à energia das ondas são: (Clement, 2002; Fleming, 2012; Silva & Rossi, 2018):

- Geração de eletricidade em 90% do tempo, se comparada às energias solar e eólica que geram respectivamente em 20% e 30% do tempo;
- Maior densidade energética, quando comparada à energia solar, pois para uma intensidade de energia solar de 0,1 a 0,3 kW/m² incidente em uma superfície horizontal, será convertida em fluxo médio de energia em um plano vertical perpendicular à direção de propagação da onda abaixo da superfície livre da água aproximadamente 2 a 3,0 kW/m²;
- Previsibilidade das ondas que se propagam em direção à costa, sendo que estas se propagam com pouca perda de energia;
- Não gera emissão de gases poluentes;
- Possui baixo impacto ambiental;
- Tem ampla gama de dispositivos conversores de energia.

Algumas das desvantagens da energia das ondas são (Silva & Rossi, 2018; Thorpe, 1999):

- Impacto sobre o ecossistema marinho presente ao redor da instalação dos dispositivos conversores de energia;
- Geração de poluição sonora e visual;
- Baixo desempenho dos dispositivos conversores de energia, quando sujeitos à tempestades;
- Influência no tráfego de embarcações marítimas;
- Alteração no regime de ondas e processo de sedimentação da costa;
- Alto custo das instalações e equipamentos.

No Brasil há uma única usina de ondas, localizada no Porto do Pecém-CE e que encontra-se desativada desde meados de 2014. A usina foi projetada no Laboratório de Tecnologia Submarina da COPPE e o grande diferencial do projeto brasileiro consiste na utilização de

um sistema de alta pressão que movimenta o grupo gerador (Oliveira, 2016). Na Figura 2.7, é possível observar a parte externa da usina e também o esquema representativo do seu princípio de funcionamento.

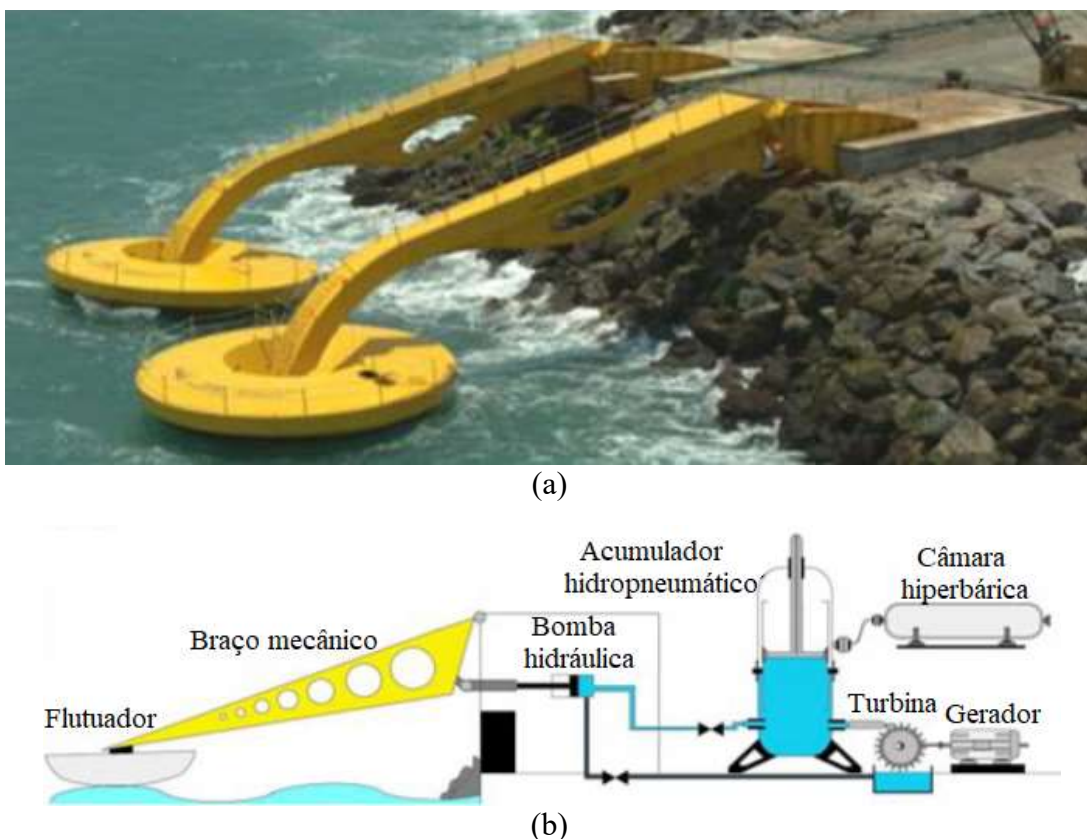


Figura 2.7 – Usina de ondas do Porto do Pecém-CE:(a) Braços mecânicos
(b) Esquema representativo dos componentes principais da usina
Fonte: Figura adaptada de Oliveira, 2016

Da Figura 2.7, nota-se que o conjunto formado pelo flutuador e pelo braço mecânico é acionado pelo movimento oscilatório das ondas. O movimento do conjunto é transmitido a uma bomba hidráulica, que pressuriza a água doce contida no acumulador hidropneumático que se encontra conectado à uma câmara hiperbárica. A água altamente pressurizada deixa o acumulador sob a forma de um jato que movimenta as pás da turbina, sendo que esta, por sua vez, aciona o gerador elétrico fazendo com que haja geração de eletricidade.

2.2 Potencial mundial e potencial brasileiro de energia das ondas

Trujillo e Thurman (2011) estimam que o potencial energético mundial das ondas esteja entre 1 e 10 TW. Na Figura 2.8, é possível observar as regiões costeiras que são mais pro-

pícias para a instalação de usinas de conversão de energia das ondas em eletricidade, por apresentarem elevados valores de altura média de onda. A mesma figura ainda revela que as costas litorâneas ocidentais possuem ondas de maior potencial devido aos sistemas de tempestades que se movimentam de oeste para leste em latitudes médias compreendidas entre 30° e 60°.

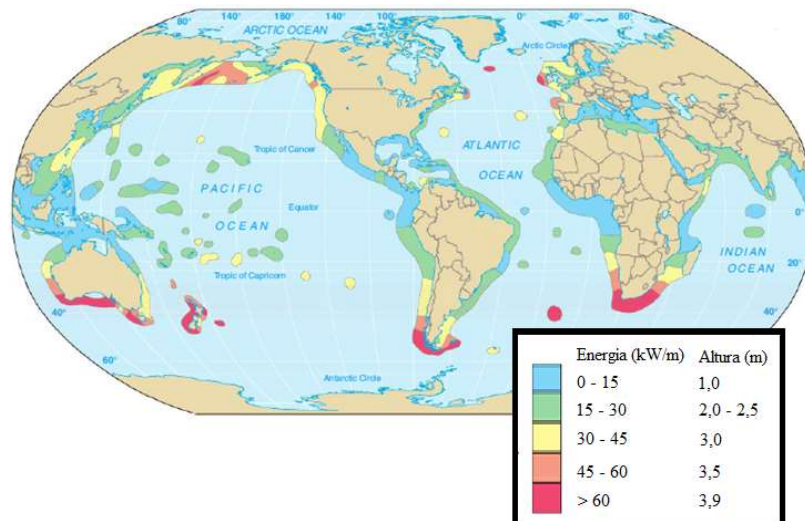


Figura 2.8 – Potencial energético global das ondas
Fonte: Figura adaptada de Trujillo e Turman, 2011

Mork *et al.* (2010) verificaram que a sazonalidade do potencial líquido das ondas é muito mais intenso no hemisfério norte, sendo a estabilidade dos recursos das ondas uma grande vantagem do hemisfério sul. Ainda que o hemisfério sul possua níveis anuais de energia muito baixos, ainda é possível a produção de energia por um longo período de tempo, o que torna o investimento rentável na região.

De acordo com Cembra (2019) o potencial energético das marés e das ondas para o Brasil é estimado em 114 GW, sendo que a energia das marés é disponível para uso comercial apenas na região Norte (Amapá, Pará) e no estado do Maranhão, enquanto a energia das ondas está disponível nas regiões Nordeste, Sudeste e Sul. Na Figura 2.9, é apresentado como este potencial de 114 GW é distribuído ao longo da costa brasileira.

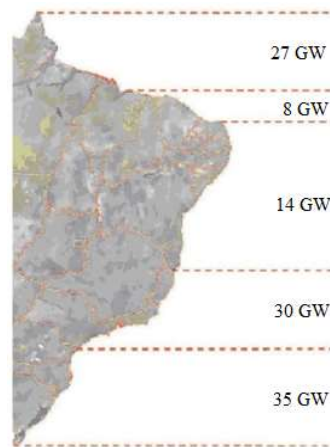


Figura 2.9 – Distribuição do potencial energético das marés e das ondas ao longo da costa brasileira
 Fonte: Figura adaptada de CEMBRA, 2019

Segundo Fleming (2012), a mais completa obra sobre o potencial energético das ondas ao longo do litoral brasileiro é a de Carvalho (2010), que utiliza dados de campo de ventos entre os anos de 1997 a 2009, e, a partir destes dados, o autor simula os campos de onda através do uso do modelo numérico WAVEWATCH III.

Carvalho (2010) delimitou uma região de estudo que abrange o norte da Argentina, Uruguai, Brasil, Guiana Francesa e parte do Suriname, sendo essa região dividida em 10 áreas conforme mostra a Figura 2.10. O autor adotou como critério de agrupamento a semelhança em relação à direção de pico dos sistemas de ondas atuantes.

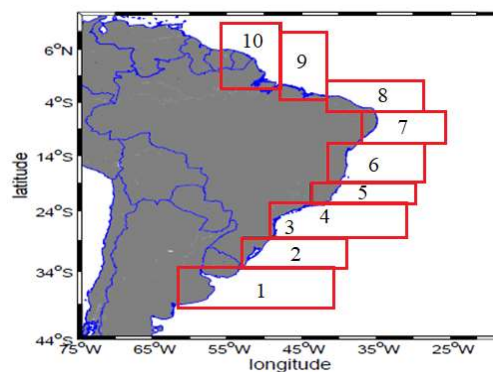


Figura 2.10 – Regiões a ser determinado o potencial energético das ondas
 Fonte: Figura adaptada de Carvalho, 2010

Desconsiderando a região de número 1 da Figura 2.10, que abrange Argentina e Uruguai, a Tabela 2.1 exibe os valores da média anual do potencial energético das ondas ao longo da costa brasileira, sendo possível observar que o maior valor encontrado por Carvalho (2010) corresponde a região do Rio Grande do Sul e parte de Santa Catarina.

Tabela 2.1–Valores da média anual do potencial energético das ondas para o litoral brasileiro

Fonte: Tabela adaptada Carvalho, 2010

Área	Região	Potência (kW/m)
2	Rio Grande do Sul a Santa Catarina	15,14
3	Santa Catarina ao Rio de Janeiro	12,73
4	Rio de Janeiro	13,90
5	Espírito Santo	13,10
6	Bahia a Sergipe	9,80
7	Sergipe ao Rio Grande do Norte	12,20
8	Rio Grande do Norte ao Piauí	7,50
9	Maranhão ao Pará	8,30
10	Pará ao Suriname	11,10

Ao considerar as informações apresentadas neste Item 2.2, pode-se concluir que o litoral sul do Brasil fornece condições adequadas para instalação de usinas de conversão de energia das ondas.

2.3 Dispositivos conversores de energia das ondas

De acordo com Falcão (2010), há uma grande diversidade de tecnologias que permitem a extração de energia das ondas, sendo que já foram propostos vários métodos a fim de classificá-los considerando, por exemplo, o tamanho dos dispositivos, a sua localização e o seu princípio de funcionamento. Grande parte das referências utiliza como fator preponderante para a classificação a profundidade e não a distância até a costa, conforme apresentado na Figura 2.11. Sendo assim, os dispositivos conversores são agrupados em: i) Dispositivos costeiros (*onshore/shoreline*), ii) Dispositivos próximos à costa (*nearshore*) e iii) Dispositivos afastados da costa (*offshore*).

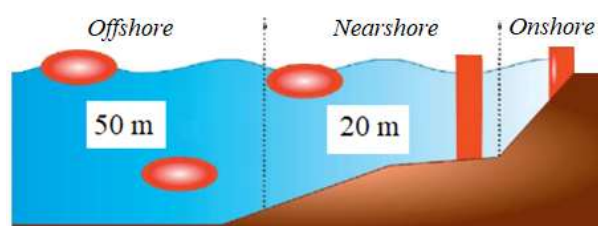


Figura 2.11– Localização dos dispositivos conversores de energia das ondas

Fonte: Figura adaptada de Schimidt, 2017.

Ao contrário da tecnologia eólica, a tecnologia de energia das ondas não convergiu para um *design* comum, e três princípios de funcionamento foram desenvolvidos, sendo eles coluna de água oscilante (CAO), corpos oscilantes e galgamento (IRENA, 2020c).

Como o foco principal do presente trabalho é a otimização de uma turbina Wells, sendo ela frequentemente utilizada em usinas de coluna água oscilante (UCAO), uma breve descrição do funcionamento destas usinas é realizada no Item 2.3.1, bem como serão apresentadas algumas dessas usinas que produziram eletricidade utilizando a turbina Wells.

2.3.1 Usina de coluna de água oscilante (UCAO)

As usinas de coluna de água oscilante (UCAO) são constituídas basicamente por uma estrutura oca parcialmente submersa que possui duas aberturas, sendo uma delas direcionada para a superfície livre da água do mar e a outra abertura é direcionada para a atmosfera. A Figura 2.12 apresenta uma ilustração de uma UCAO do tipo *onshore*, ancorada em um quebra mar, enquanto que a Figura 2.13 apresenta alguns detalhes do interior da estrutura dessa UCAO através da realização de um corte longitudinal.



Figura 2.12 – Vista externa de uma usina de coluna de água oscilante (UCAO) *onshore*
Fonte: Figura adaptada de Chrvoje Engineering, 2021

Como pode ser visto nas Figuras 2.13 e 2.14, a UCAO contém um duto que abriga a turbina que tem dois rotores Wells. Esses rotores estão acoplados diretamente ao gerador elétrico. A principal característica da turbina Wells é a manutenção do sentido de rotação do seu rotor, independentemente do sentido do escoamento de ar incidente na turbina. Os detalhes do princípio de funcionamento de turbinas Wells são apresentados no Capítulo 3.

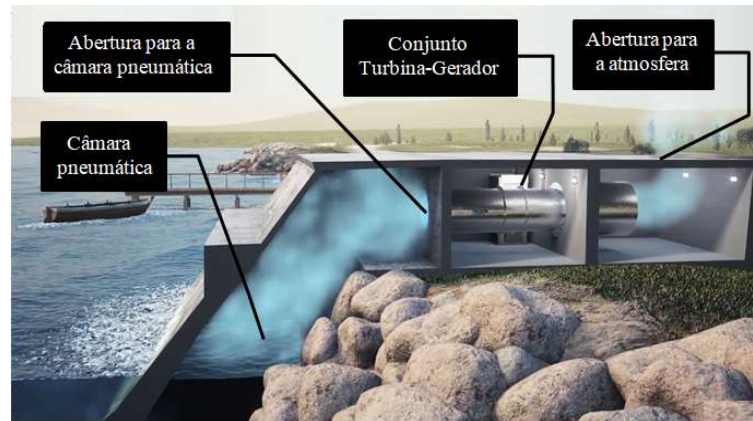


Figura 2.13 – Detalhes do interior da UCAO *onshore* vista em corte longitudinal
Fonte: Figura adaptada de Chrvoje Engineering, 2021

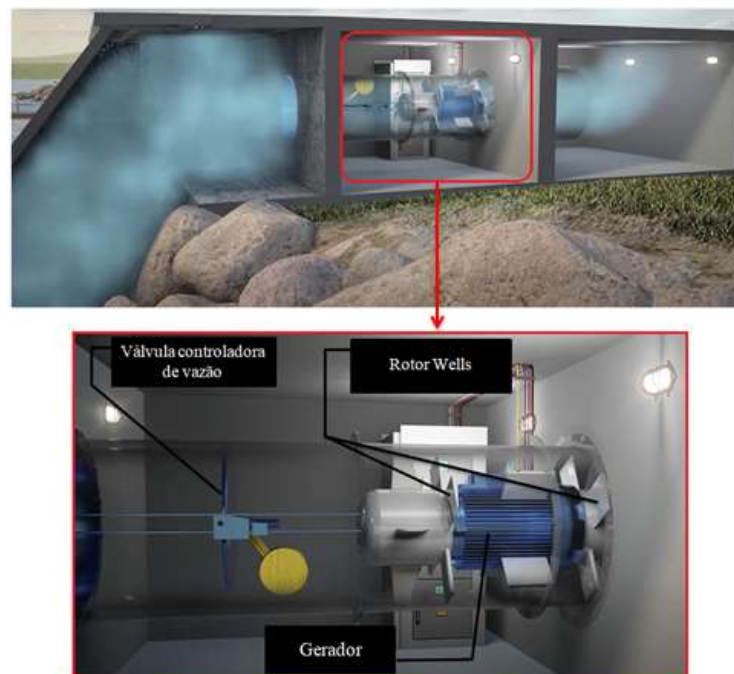


Figura 2.14 – Detalhe do grupo gerador e da válvula controladora de vazão no interior da UCAO *onshore*
Fonte: Figura adaptada de Chrvoje Engineering, 2021

O processo de geração de energia elétrica nas UCAOs acontece da seguinte maneira:

i) As ondas, que se propagam em direção à costa, entram na câmara da CAO e comprimem a coluna de ar atmosférico que está em seu interior. Consequentemente a pressão no interior da câmara torna-se superior a pressão atmosférica e o diferencial de pressão estabelecido faz com que o ar seja forçado a escoar pelo interior da turbina Wells, sendo, na sequência, descarregado para atmosfera, conforme é apresentado na Figura 2.15.

ii) Quando as ondas recuam em sentido contrário, ou seja, em direção ao mar, ocorre a despressurização da câmara da CAO. Consequentemente, a pressão no interior da câmara tor-

na-se inferior a pressão atmosférica e, novamente, o diferencial de pressão estabelecido faz com que o ar atmosférico seja sucção para o interior da câmara, escoando pelo interior da turbina Wells e, logo na sequência, é descarregado para dentro da câmara, como pode ser observado na Figura 2.16.

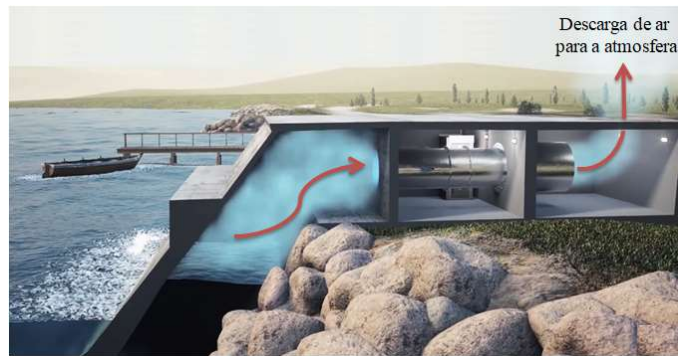


Figura 2.15 – Detalhe do interior da UCAO *onshore* no momento em que há a pressurização da câmara com descarga de ar para a atmosfera

Fonte: Figura adaptada de Chrvoje Engineering, 2021



Figura 2.16 – Detalhe do interior da UCAO *onshore* no momento em que há a despressurização da câmara com sucção de ar para dentro da CAO

Fonte: Figura adaptada de Chrvoje Engineering, 2021

A ordem de grandeza da velocidade de rotação das turbinas a ar utilizadas nas UCAO é de 1000 rpm, o que possibilita o acoplamento direto dessas máquinas a geradores elétricos convencionais (Falcão, 2020).

Uma vantagem da utilização deste tipo de turbina é que, para uma mesma queda de pressão, Δp_o , a velocidade do escoamento obtida para o ar é aproximadamente de 28,3 vezes a que seria obtida para a água. Isso acontece porque a massa específica do ar é aproximadamente 800 vezes menor que a da água ao nível do mar, pois ao admitir que essa queda de pressão é convertida em energia cinética por unidade de massa de fluido, a velocidade do escoamento é então fornecida clássica equação de Bernoulli $V = \sqrt{2p/\rho}$ (Falcão 2020).

A UCAO é o tipo de dispositivo de conversão de energia das ondas mais avançado em quantidade e duração de protótipos testados em mar, possuindo até mesmo algumas usinas pilotos instaladas pelo mundo (Gomes, 2014).

De acordo com Falcão (2010), na altura da superfície livre da água a área da seção transversal de UCAOs varia de 80 a 250 m², e a potência instalada para esse tipo de usina está na faixa de 60 a 500 kW.

A Tabela 2.2 contém algumas das UCAOs que possuem turbinas Wells, bem como traz informações a respeito dessas turbinas.

Tabela 2.2– Usinas de coluna de água oscilante (UCAOs) com turbinas Wells
Fonte: Tabela adaptada de Shehaata, 2016

CAO	Localização	Construção	Potência	N	D_e	Tipo ^(*)
-	-	(Ano)	kW	-	m	-
Sakata	Sakata, Japão	1989	60	1	1,337	MP, GV
Protótipo OWC	Islay, Escócia	1991	75	2	1,2	BP
Vizhinjam OWC	Trivandrum, Índia	1991	150	1	2,0	MP
Osprey	Dounreay, Escócia	1995	2000	4	3,0	CR
Mighty Whale	Japão	1998	120	1	1,7	MP, GV
Pico	Açores, Portugal	1999	400	1	2,3	MP, GV
Limpet	Islay, Escócia	2000	500	2	2,6	CR
Mutriku	País Basco, Espanha	2009	296	16	1,25	BP

(*)MP (monolano), BP (biplano), CR(contra-rotativo), GV (palhetas diretrizes), N (número de turbinas)

2.3.1.1 Usinado Pico

A Usina do Pico, que é uma usina piloto, foi construída entre 1996 e 1999, e está localizada no Porto Cachorro, na zona leste da Ilha do Pico, em uma reentrância na costa rochosa dessa ilha, no arquipélago dos Açores, em Portugal. A Usina do Pico foi desenvolvida por uma equipe europeia coordenada pelo Instituto Superior Técnico (IST) de Portugal, e obteve a colaboração das universidades *Queen's University of Belfast*, do Reino Unido, e *University College Cork*, da Irlanda (Melo, 2018; Rosa, 2008).

A Usina do Pico conta com uma turbina Wells de eixo horizontal de 2,3 metros de diâmetro externo e 1,36 metros de diâmetro interno. O rotor possui 8 pás feitas de alumínio e de perfis aerodinâmicos do tipo NACA0015. A rotação mínima e máxima do rotor é de 750 e 1500 rpm. Os dois sistemas diretores (estatores) possuem cada um 59 palhetas diretrizes (aletas) construídas em aço inoxidável, sendo um localizado antes e outro após o rotor. A turbina Wells é acoplada diretamente a um gerador assíncrono, com potência nominal de 400 kW, associado a um sistema de eletrônica de potência que permite disponibilizar energia elétrica com frequência constante na rede elétrica (*European Comission*, 1998).

Quanto à construção da câmara, a parede frontal possui uma inclinação de 30° com relação à parede vertical, e a dimensão da câmara é de 12 x 12 m² (Gomes, 2014).

O funcionamento regular da Usina do Pico ocorreu a partir de 2003 e, em 2010, foram concretizados a operação autônoma e o controle remoto dessa usina. Em 2011, houve uma parada prolongada dessa usina, devido a danos em um dos sistemas diretores e à falha na rede elétrica, sendo retomadas as atividades em 2012. Já no ano de 2018 foram encerradas as atividades da Usina do Pico (Melo, 2018).

Na Figura 2.17 são apresentadas algumas fotos do lado externo da Usina do Pico, enquanto nas Figuras 2.18 e 2.19 são mostrados detalhes do interior dessa usina e do grupo gerador.

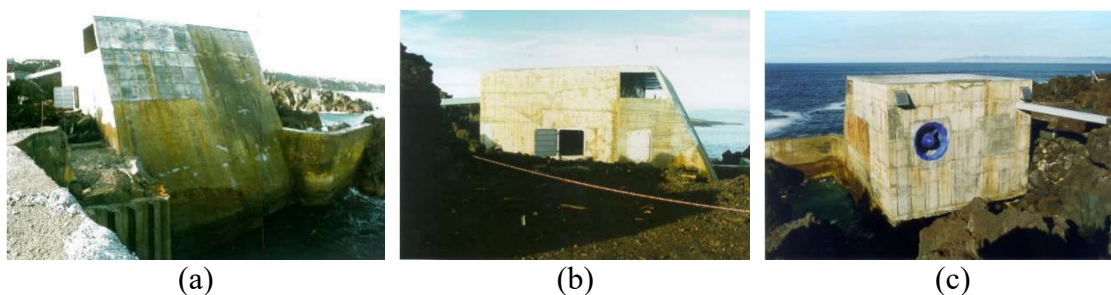


Figura 2.17 – Fotos da Usina do Pico: (a) Vista frontal (b) Vista lateral com o acesso à sala de turbinas pela porta aberta (c) Vista traseira e do duto que conduz os cabos elétricos

Fonte: Figura adaptada de Melo, 2008



Figura 2.18 – Vista de alguns detalhes do interior da Usina do Pico

Fonte: Melo, 2018



Figura 2.19 – Usina do Pico: (a) Conjunto gerador (b) Turbina Wells
Fonte: Bruschi *et al.*, 2019

2.3.1.2 Usina LIMPET

A Usina LIMPET (sigla de *Land Installed Marine Power Energy Transmitter*) foi construída entre os anos de 1998 e 2000. Localizada na ilha Islay, na costa oeste da Escócia, essa usina foi idealizada a partir do protótipo de 75 kW de potência, que já funcionava na ilha. A Usina LIMPET foi o primeiro dispositivo conversor de energia de ondas a ser explorado comercialmente no Reino Unido. Na condição operacional, a Usina LIMPET é capaz de gerar 500 kW de potência, o que é suficiente para suprir cerca de 400 residências na região (Gomes, 2014).

A Usina LIMPET conta com duas turbinas Wells idênticas, que possuem diâmetro de 2,6 metros, com 7 pás de perfis aerodinâmicos NACA0012. As turbinas são arranjadas em linha, em contra rotação, e operam a 1050 rpm. O comprimento da câmara pneumática de 21 metros, sendo que esta possui 3 compartimentos cujas dimensões são de 6 x 6 metros, e a parede frontal possui 40° de inclinação (*The Queen's University of Belfast*, 2002).

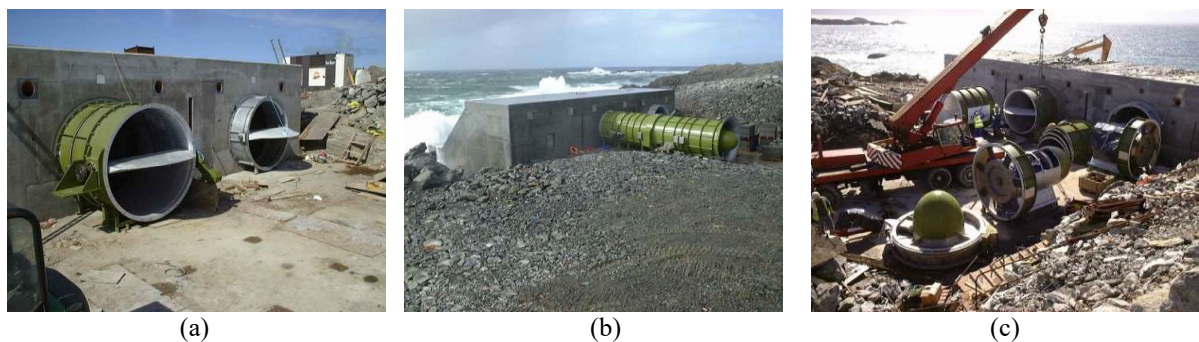


Figura 2.20 – Usina LIMPET: (a) Válvulas borboletas (b) Duto da turbina (c) Montagem da turbina
Fonte: Figura adaptada de *The Queen's University of Belfast*, 2002

2.3.1.3 Usina de Mutriku

A Usina de Mutriku foi construída a partir de 2006 e inaugurada em julho de 2011. Essa usina está localizada no golfo de Biscay, no porto da cidade de Mutriku, no país Basco espanhol, sendo considerada a primeira UCAO a ser explorada comercialmente (Conde& Condeço, 2019; Henriques, 2019).

Como a região do porto era fortemente atacada por tempestades, os governantes viram a necessidade de desenvolver e implementar dispositivos que protegessem a costa e as infraestruturas que nela estão inseridas, obtendo assim como solução a construção de um quebra-mar. Sendo assim, o governo espanhol em parceria com o Comité Energético do país Basco quis aproveitar o quebra mar para instalar um dispositivo para aproveitamento da energia das ondas, dando origem assim a Usina de Mutriku (Henriques, 2019).

Essa usina consiste de 16 câmaras pneumáticas e, no topo de cada uma delas, há uma turbina Wells de 0,75 metros de diâmetro acoplada diretamente a um gerador elétrico cuja capacidade nominal é de 18,5 kW, perfazendo uma potência instalada de 296 kW, e uma produção estimada em 600 kwh/ano (Conde & Condeço, 2019; Voith, 2011).



Figura 2.21 – Vista da Usina de Mutriku
Fonte: Medina-Lopez *et al.*, 2017



Figura 2.22 – Turbina Wells da Usina de Mutriku
Fonte: Figura adaptada de Garrido, 2018

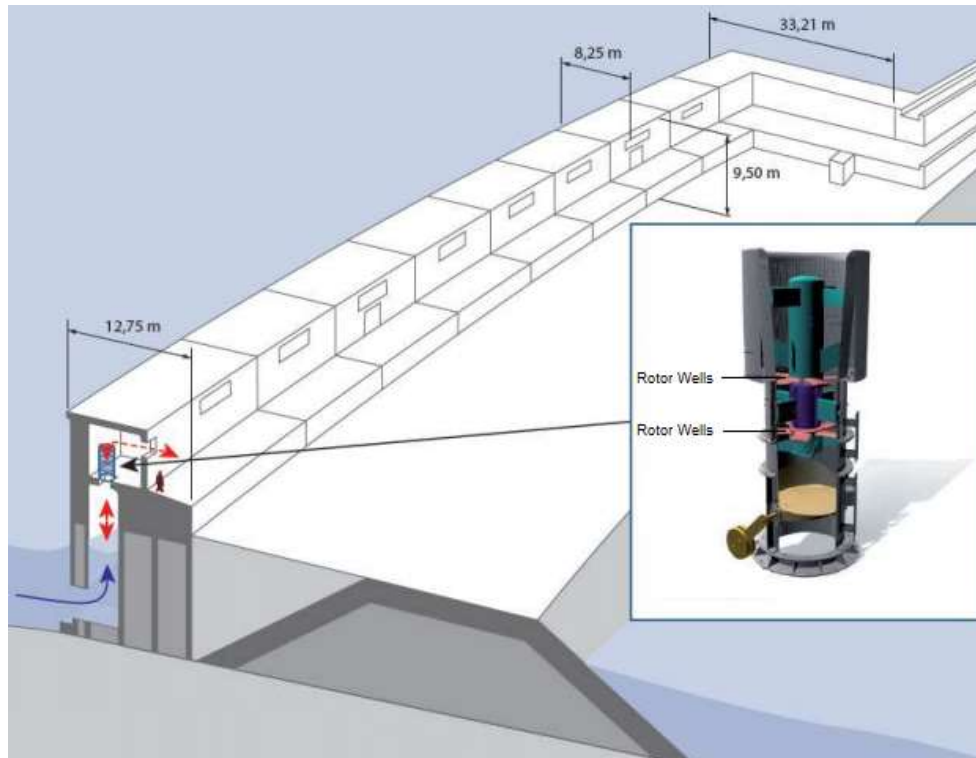


Figura 2.23 – Representação simplificada da Usina de Mutriku mostrando um detalhe de uma turbina Wells de dois rotores (biplano)
Fonte: Figura adaptada de Voith, 2012

CAPÍTULO 3

TURBINA WELLS

Este capítulo apresenta primeiramente um panorama geral a respeito de turbinas Wells, descrevendo suas principais configurações geométricas, suas principais vantagens e desvantagens, e seu princípio de funcionamento. Na sequência, são descritos os principais parâmetros relacionados a esse tipo de turbina e, por fim, é apresentada uma revisão de literatura que relata a importância desses parâmetros e como eles influenciam o desempenho aerodinâmico de turbinas Wells.

3.1 Características de turbina Wells

A turbina Wells, originalmente, possui um rotor axial de fluxo reverso, que é frequentemente utilizada para a geração de energia elétrica em usinas de coluna de água oscilante (UCAOs). O rotor dessa turbina foi inventado no início da década de 1970 pelo professor Dr. Alan Arthur Wells (1924-2005) da Queen's University of Belfast localizada na Irlanda do Norte. Esse rotor é capaz de converter energia pneumática contida na corrente de ar induzida pelo movimento da coluna de água oscilante das ondas em energia mecânica no seu eixo, que se encontra diretamente acoplado a um gerador elétrico (Falcão & Gato, 2012).

Basicamente, o rotor da turbina Wells consiste de um conjunto de pás fixadas radialmente em relação ao seu eixo, que construídas pelo empilhamento de perfis aerodinâmicos simétricos, posicionados a 90° em relação ao eixo do rotor, no plano de rotação normal ao escoamento de ar incidente, conforme mostrado na Figura 3.1. Independentemente do sentido do escoamento de ar que incidente na turbina Wells, o rotor possui apenas um único sentido de rotação e dispensa o uso de válvulas retificadoras, pois a força tangencial do rotor age apenas em uma única direção, tanto para ângulos de incidência positivos como para ângulos de incidência negativos devido à simetria dos perfis que formam as pás, conforme pode ser visto na Figura 3.1 (Mohamed, 2011).

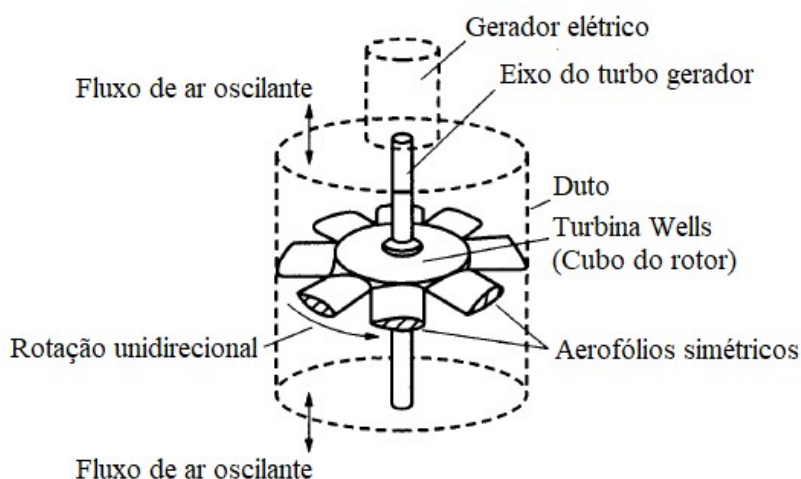


Figura 3.1—Esquema de turbina Wells com seus principais componentes, indicação do fluxo de ar e do sentido de rotação do rotor e representação do gerador elétrico acoplado diretamente ao eixo da turbina

Fonte: Figura adaptada de Raghunathan, 1995

A turbina Wells é o modelo mais simples de turbina para extração de energia das ondas, e provavelmente o mais econômico, tendo em vista que o modelo dispensa o uso de válv-

vulas retificadoras e pode extrair energia em condições de taxa de fluxo de ar baixas, ao passo que outros modelos de turbinas são ineficientes nessas condições (Shehata *et al.*, 2016).

De acordo com Torresi *et al.* (2015), em UCAO convencionais, as turbinas Wells normalmente apresentam rotação do seu rotor de 500 a 5000 rpm.

Devido à relativamente alta velocidade de rotação das turbinas Wells, é possível acoplar diretamente esse tipo de turbina aos geradores elétricos com armazenamento significativo de energia por conta do efeito volante, o que torna mais simplificado o controle de velocidade de rotação constante (Torresi *et al.* 2019).

A eficiência de uma turbina Wells é inferior quando comparada a de uma turbina de ar que possui pás constituídas de perfis aerodinâmicos assimétricos. Uma das razões para a baixa eficiência é que os aerofólios simétricos presentes nos rotores de turbinas Wells proporcionam maiores valores de coeficientes de arrasto, mesmo em condições ideais. Considerando fluxo de ar oscilante, a eficiência da turbina Wells atinge valores entre 40 e 70 % (Rozli, 2009).

Conforme apresentado na Figura 3.2, se comparado os valores de eficiência das turbinas Wells aos valores das turbinas de impulso, que por sua vez também são muito utilizadas em UCAOs, as turbinas Wells se sobressaem para baixos valores de coeficiente de vazão, conseguindo extrair energia do escoamento à baixas vazões. Para valores elevados de coeficiente de vazão, as turbinas de impulso se destacam, entretanto os valores de máxima eficiência de ambas as turbinas são praticamente coincidentes (Shabaan, 2017).

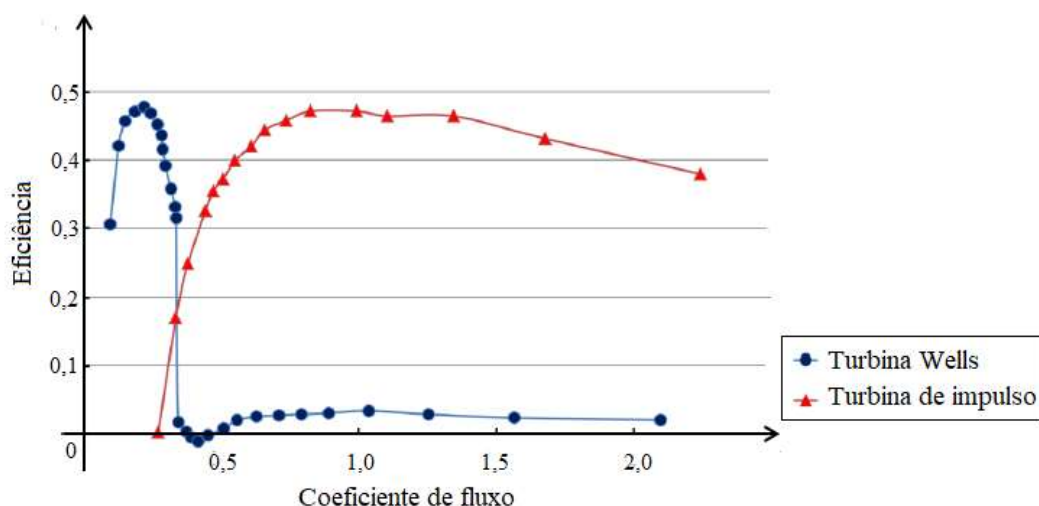


Figura 3.2 – Eficiência de turbina Wells e de turbina de impulso em função do coeficiente de vazão para escoamento em regime permanente

Fonte: Figura adaptada de Shabaan, 2017

Além da baixa eficiência apresentada pela turbina Wells, outras desvantagens pertinentes a este tipo de turbina incluem:

- Faixa de vazão operacional limitada e forte impulso axial (Dhanak & Xiros, 2016);
- Dificuldade da turbina em atingir a rotação nominal do rotor, quando ela parte do repouso, sendo dado o nome de *crawling* ao fenômeno em que a rotação atingida é inferior à rotação nominal (Raghunathan & Tan, 1982).
- Nível de ruído emitido relativamente alto, que pode tornar-se um problema quando as turbinas são de grande porte e operadas em UCAO *onshore* ou *nearshore* (Takao *et al.* 2002).

Segundo Curran *et al.* (1998) a faixa de energia pneumática em que a turbina Wells opera eficientemente é proporcional ao diâmetro, a velocidade de rotação do rotor e a área das pás do rotor. As duas primeiras variáveis mencionadas anteriormente são limitadas pelo número de Mach referido às condições na ponta da pá, enquanto que a área das pás é limitada pelo número de pás que o diâmetro do cubo é capaz de acomodar.

Visando aumentar a faixa operacional, bem como a eficiência das turbinas Wells, ao longo dos anos, desde a invenção dessa turbina, os pesquisadores vêm propondo diversas modificações para a geometria dessas turbinas. Tais modificações incluem, por exemplo: inclusão de sistemas diretores e/ou de mais de um rotor Wells (mais de um plano de rotor), utilização de perfis aerodinâmicos otimizados nas pás, mudança na posição das pás em relação à linha central do cubo, alterações em certos parâmetros de projeto, dentre tantos outros. Na revisão de literatura do presente trabalho, encontram-se alguns estudos relevantes a respeito de modificações propostas.

Nas Figuras 3.3, 3.4 e 3.5, são apresentados alguns dos tipos construtivos existentes de turbinas Wells.

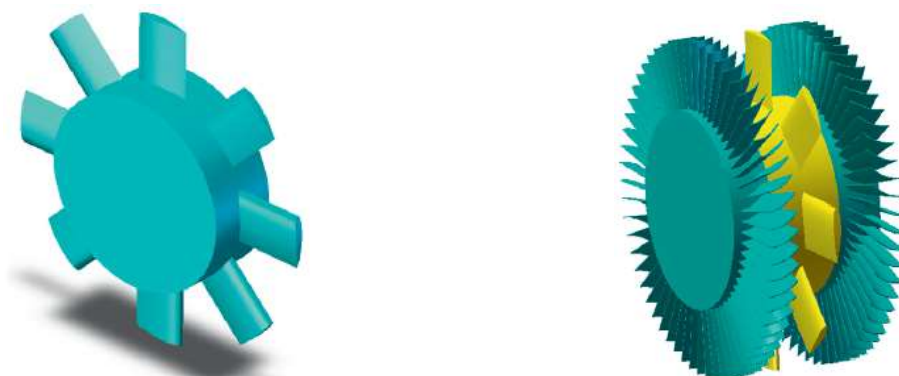


Figura 3.3 – Rotores de turbina Wells: (a) Monoplane (b) Monoplane com palhetas diretrizes antes e após o rotor

Fonte: Figura adaptada de Falcão & Gato, 2012

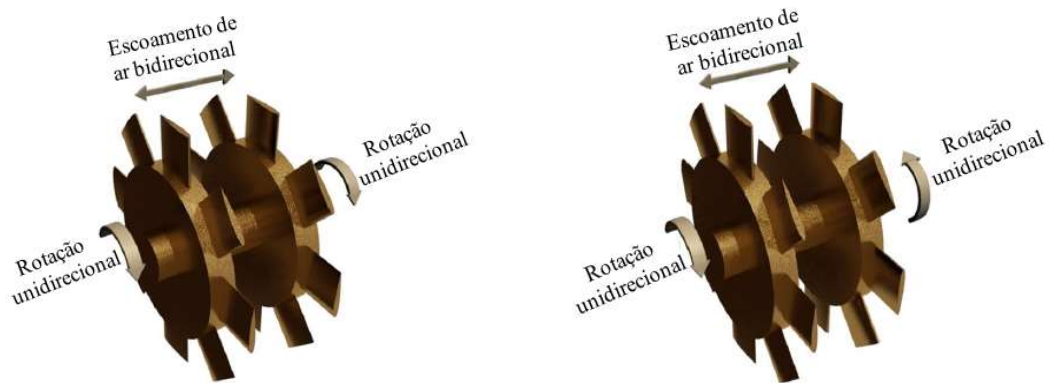


Figura 3.4 – Rotores de turbina Wells: (a) Biplano (b) Biplano contra-rotativa
Fonte: Figura adaptada de Shehata *et al.*, 2016



Figura 3.5 – Vista parcial da turbina Wells de passo variável, construída para ser instalada na Usina do Pico
Fonte: Falcão & Gato, 2012

Segundo Shehaata *et al.* (2016), as perdas viscosas constituem a maior parte das perdas em turbinas Wells monoplano, biplano, contra-rotativa e monoplano com sistemas diretores antes e após o rotor (palhetas diretrizes).

De acordo com Watterson & Raghunathan (1998), a queda de pressão na turbina Wells é proporcional à velocidade da ponta da pá, que por sua vez possui um valor limite, a fim de se evitar efeitos transônicos. Porém, quando a câmara da UCAO é projetada para capturar ondas de grande amplitude, que são capazes de gerar uma queda de pressão superior a que poderia ser absorvida pela turbina, sem que esta entrasse em regime transônico, é comum optar pelo projeto de turbinas com múltiplos planos de rotores (sem palhetas diretrizes) ou com múltiplos estágios (com palhetas diretrizes).

Quanto às pás do rotor da turbina Wells, estas podem ser formadas pelo empilhamento de perfis aerodinâmicos simétricos de comprimento de corda constante ou variável, con-

forme pode ser observado na Figura 3.6. No caso de comprimento da corda variável, as pás podem ser construídas de sobreposição de perfis aerodinâmicos distintos ou de um mesmo tipo de perfil.

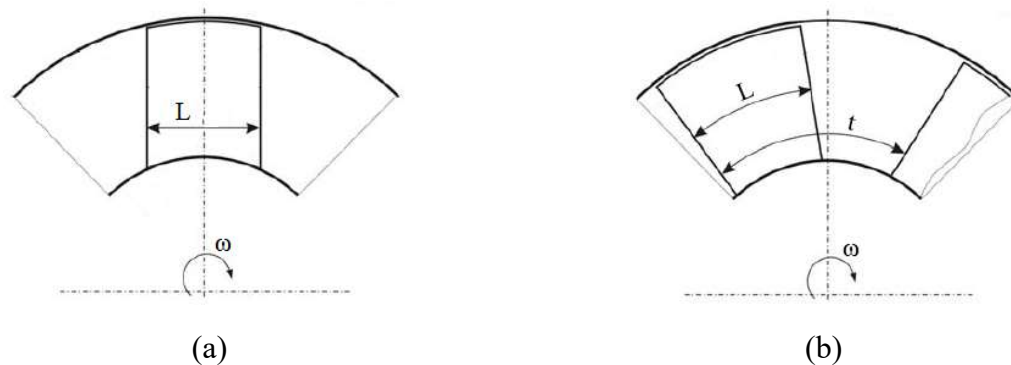


Figura 3.6 – Formatos de pás de rotores de turbina Wells de: (a) Comprimento da corda constante (b) Comprimento da corda variável
Fonte: Figura adaptada de Starzmann & Carolus, 2013

Segundo Suzuki e Arakawa (2008), grande parte dos projetos de turbinas Wells opta por pás de formato retangular no plano transversal (sem variação do comprimento da corda dos perfis), já que estas oferecem estrutura resistente à força centrífuga, quando comparadas às pás com variação do comprimento da corda. Entretanto, esta última é capaz de proporcionar melhores valores de eficiência.

Ainda a respeito da estrutura das pás, na Figura 3.7, é possível observar os danos causados nas superfícies das pás e das palhetas diretrizes da turbina Wells da Usina do Pico. Segundo Bruschi *et al.* (2019), a perda de material na superfície das pás, além de afetar a eficiência aerodinâmica também pode intensificar o ruído produzido pela turbina, já que a falta de material acarreta o desbalanceamento e, conseqüentemente, maior vibração da turbina. Apesar dessas turbinas não estarem imersas na água, o fluxo de ar que incide sobre a turbina transporta gotículas de água e até mesmo pequenos fragmentos de rocha, que provocam a degradação da superfície por desgaste mecânico e também por corrosão, tendo em vista que o ambiente em que são instaladas estas turbinas é salino.

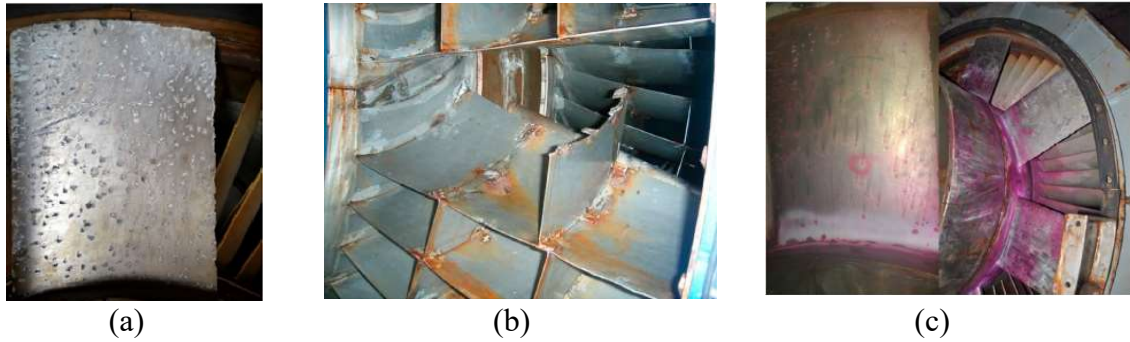


Figura 3.7 – Degradação de componentes de turbina Wells: (a) Pá (b) Palhetas diretrizes (c) Detalhe do corante nas trincas
Fonte: Bruschi *et al.*, 2019

3.2 Princípio de funcionamento da turbina Wells

O ciclo de operação das turbinas Wells possui dois estágios, devido ao princípio de funcionamento das UCAOs. Conforme já foi descrito no Capítulo 2, as UCAOs apresentam as fases de pressurização e despressurização da sua câmara, devido ao movimento das ondas. Logo, o esquema do ciclo de operação da turbina Wells, correspondente a estas respectivas fases, é apresentado na Figura 3.8 para pás de rotor Wells.

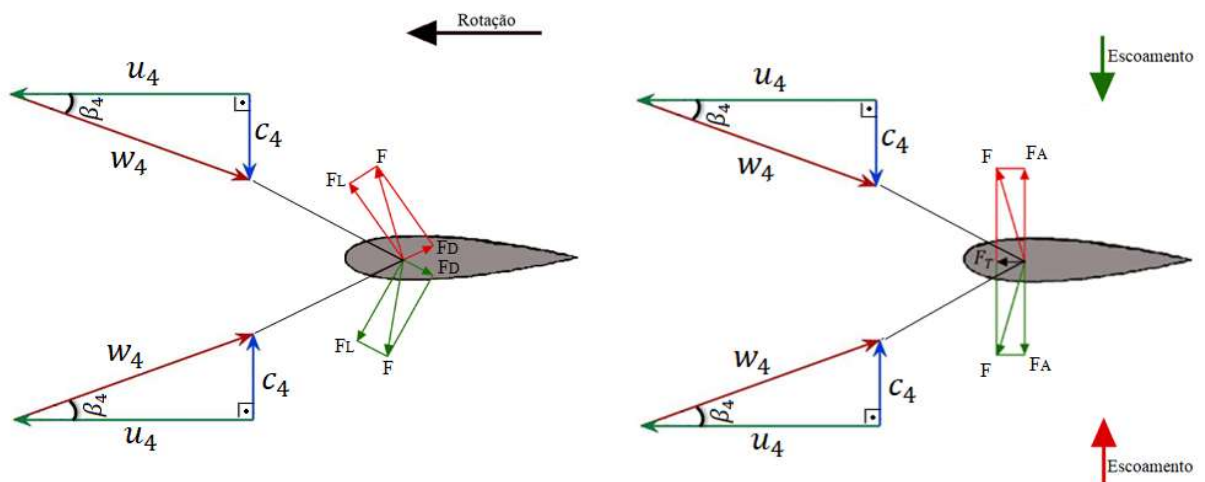


Figura3.8 – Diagrama de forças e triângulos de velocidades na entrada da pá do rotor Wells
(Figura adaptada de Lakzian, Soltanmohamadi & Nazeryan 2015)

A velocidade axial do escoamento de ar incidente nas pás do rotor (c_4), que forma um ângulo de 90° com a direção da velocidade circunferencial, combinada vetorialmente à velocidade de rotação do rotor (u_4), resulta a velocidade relativa do escoamento de (w_4). Consequentemente, pode ser obtido o ângulo de incidência do escoamento relativo de ar incidente nas pás do rotor Wells (β_4), ou seja,

$$\beta_4 = \arctan \frac{c_4}{u_4} \quad (3.1)$$

E, nesta condição, de acordo com a teoria clássica dos aerofólios, os mesmos ficam sujeitos à ação de duas forças aerodinâmicas, sendo elas a força de sustentação (F_L) e a força de arrasto (F_D), que são, respectivamente, forças perpendicular e paralela à velocidade relativa. Essas forças podem ser decompostas na direção da rotação do rotor e na direção do escoamento livre, sendo denominadas, respectivamente, de força tangencial (F_T) e de força axial (F_A), cujas expressões são dadas por (Curran *et al.* 1998):

$$F_T = F_L \sin(\beta_4) - F_D \cos(\beta_4) \quad (3.2)$$

$$F_A = F_L \cos(\beta_4) + F_D \sin(\beta_4) \quad (3.3)$$

Durante o ciclo de operação, as magnitudes da força tangencial e da força axial irão variar, porém o sentido da força tangencial permanecerá o mesmo, independentemente do sentido do escoamento de ar incidente no rotor. Mas, para taxas de fluxos acentuadamente baixas e altas, a força tangencial será negativa em virtude do arrasto aerodinâmico nas pás e à separação da camada limite. Entretanto, caso a turbina projetada esteja bem adaptada às reais condições das ondas, a força tangencial proporcionará geração de valores positivos de torque e potência durante a maior parte do ciclo. Quanto à força axial, esta varia seu sentido em função do sentido do escoamento de ar incidente no rotor, fazendo-se necessário que a turbina possua mancais de escora axiais adequados para suportar essa força (Curran *et al.*, 1998).

O ângulo de incidência afeta a intensidade das forças de sustentação e de arrasto, de modo que quanto maior o ângulo maior serão estas forças. Porém, quando o ângulo de incidência atinge a condição de estol (*stall*) ocorre a separação do escoamento de ar ao redor da pá, e para qualquer acréscimo no valor deste ângulo, resulta uma queda acentuada da força de sustentação e aumento significativo na força de arrasto (Shehata, 2016).

Através do método experimental de filme de óleo em água e do método numérico de dinâmica dos fluidos computacional (DFC), Suzuki & Arakawa (2006) analisaram, em função do aumento do ângulo de incidência, o comportamento do escoamento ao redor das pás de uma turbina Wells monoplano, verificando o mecanismo de formação dos vórtices no momento que ocorre o estol. Os autores notaram que o processo de formação tridimensional de

estol na face de menor pressão (sucção) da pá do rotor Wells segue os passos listados abaixo e exibidos de forma esquemática na Figura 3.8.

- Produção de fluxo radial, devido à força centrífuga na região de separação, que aparece perto do bordo de fuga da pá;
- Ocorrência de fluxo reverso na ponta da pá, que é incapaz de suportar gradientes de pressão à medida que a camada limite torna-se espessa;
- Queda dos fluxos próximos ao bordo de ataque em direção ao cubo, já que neste a pressão é menor do que na ponta da pá;
- Deslocamento dos fluxos próximos ao cubo do bordo de ataque até o bordo de fuga;
- Formação de vórtice anti-horário no lado de sucção da pá.

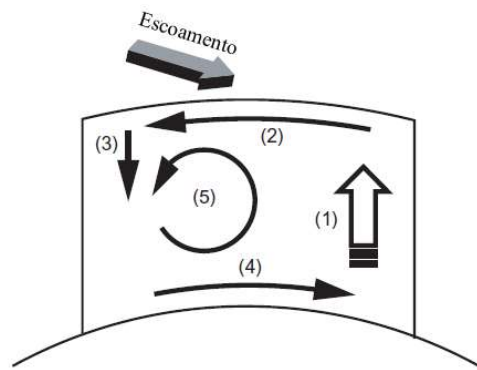


Figura 3.9 – Desenho esquemático do mecanismo de formação do estol (*stall*) em rotores Wells
Fonte: Suzuki & Arakawa, 2006



(a)



(b)

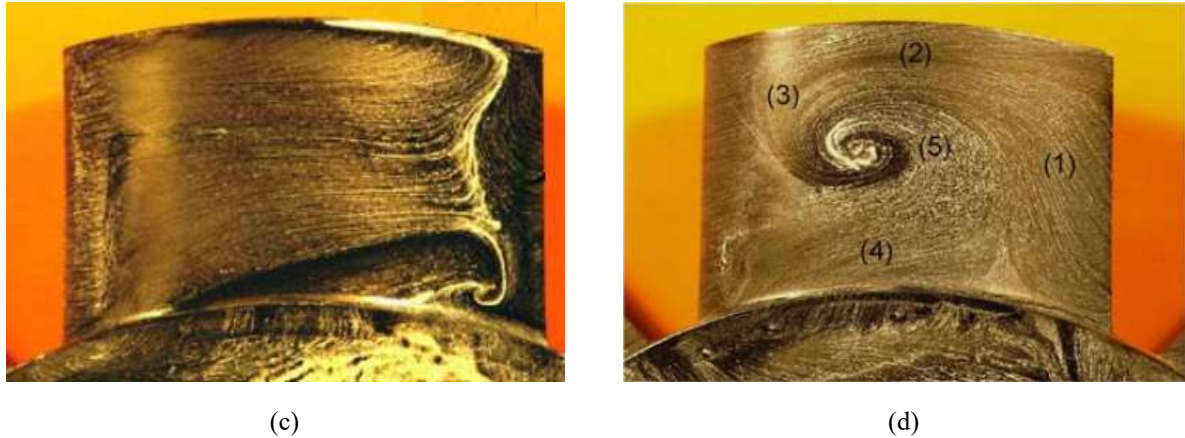


Figura 3.10 – Processo de formação de vórtice no lado de sucção da pá para ângulo de incidência de (a) 0° (b) 11° (c) 15° (d) 19°
Fonte: Suzuki & Arakawa, 2006

De acordo com Kincaid & MacPhee (2019), a região de reversão do fluxo prejudica o diferencial de pressão na turbina e, conseqüentemente, contribui para a queda do coeficiente de torque em altos valores de coeficiente de vazão.

Gonzalez *et al.* (2018) enfatiza que atrasar o surgimento do fenômeno estol é essencial para a melhora do desempenho da turbina Wells, já que a separação do escoamento no bordo de fuga é responsável pela queda acentuada da eficiência da turbina.

O desempenho das turbinas Wells pode ser avaliado pelos seguintes parâmetros adimensionais (Kotb *et al.*, 2021):

a) Coeficiente de torque, C_T :

$$C_T = \frac{T \omega}{\rho \omega^2 R_t^5} \quad (3.4)$$

b) Coeficiente de queda de pressão total, C_P :

$$C_P = \frac{\Delta p_o}{\rho \omega^2 R_t^2} \quad (3.5)$$

c) Eficiência total da turbina, η_T :

$$\eta_T = \frac{T \omega}{\Delta p_o Q} \quad (3.6)$$

d) Coeficiente de vazão, ϕ :

$$\phi = \frac{V_A}{\omega R_t} \quad (3.7)$$

sendo ω , a velocidade angular do rotor; T , o torque da turbina; R_t , o raio do topo da pá do rotor da turbina Wells; ρ , a massa específica do ar; Q a vazão volumétrica de ar que escoar pela turbina; Δp_o , a queda de pressão total na turbina (diferença de pressão total) e V_A é a velocidade axial do escoamento.

3.3 Fatores que influenciam o desempenho da turbina Wells

Segundo Raghunathan (1995), o desempenho aerodinâmico das turbinas Wells é dependente de certas forças aerodinâmicas, que estão relacionadas ao coeficiente de sustentação e ao coeficiente de arrasto, que por sua vez são funções de alguns parâmetros, como exemplo, os que são apresentados na Figura 3.8.

Quanto aos indicadores de desempenho deste tipo de turbina, Raghunathan (1995) considera a queda de pressão total (ou diferencial de pressão total na turbina), a potência de eixo, a eficiência, a faixa operacional e a vazão da turbina, conforme pode ser observado na Figura a 3.8.

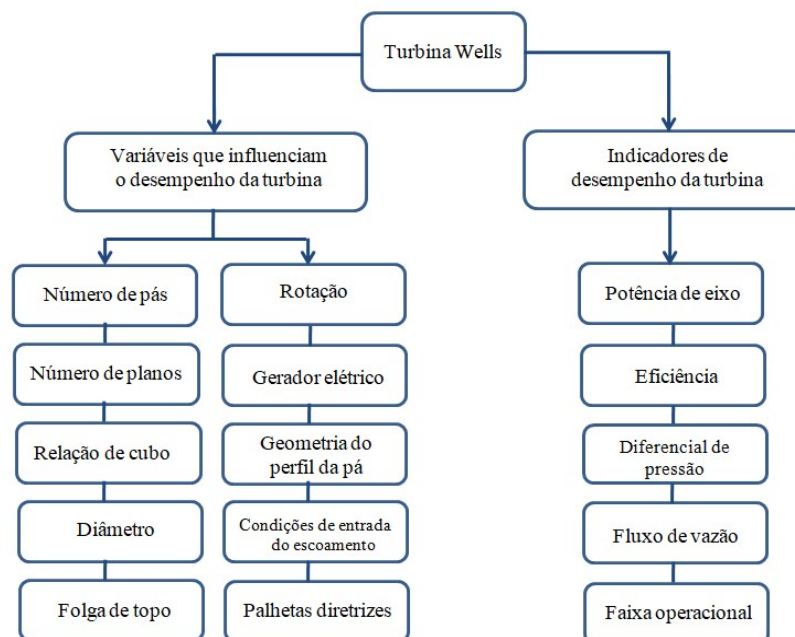


Figura 3.11 –Fatores que influenciam o projeto e o desempenho de turbinas Wells

Fonte: Raghunathan (1995)

Na sequência, nos Itens 3.3.1 a 3.3.8, será feita uma descrição sucinta a respeito de alguns dos fatores que influenciam o desempenho das turbinas Wells.

3.3.1 Razão de solidez do rotor

Este parâmetro de projeto refere-se à medida do “bloqueio” imposto pelas pás do rotor ao escoamento e também é associado à interferência mútua entre as pás. Para valores elevados de razão de solidez, há queda de eficiência, devido à redução da energia cinética associada à geração de vórtices e à elevação do diferencial de pressão, devido ao aumento das forças axiais (Ragnathan, 1995).

Ragnathan (1995) indica que a razão de solidez do rotor deve ser de 0,5 para turbinas Wells do tipo monopiano, e enfatiza que turbinas que possuem baixos valores de razão de solidez, quando partem do repouso, não possuem a capacidade de funcionar até atingir a velocidade operacional. O autor ainda revela que para valores de razão de solidez superiores a 0,5 há queda na eficiência da turbina.

Segundo Kincaid (2020), para altos valores de razão de solidez, é possível obter energia útil a coeficientes de vazão mais elevados e aumento na queda de pressão devido à diminuição da área aberta, que por sua vez proporciona maior torque na turbina.

Segundo Shabaan (2016), a razão de solidez, σ , calculada em função do raio é dada por:

$$\sigma = \frac{N_{pá} c}{2 \pi r} \quad (3.8)$$

Sendo $N_{pá}$, o número de pás; c , o comprimento da corda dos perfis que compõe as pás em cada raio e r , o raio correspondente a uma seção radial das pás.

3.3.2 Sistemas diretores

Segundo Govardhan & Dhanasekaran (2002), a baixa eficiência das turbinas Wells é devida a pequenos valores de ângulo de ataque, que por sua vez geram força tangencial baixa e força axial elevada. A presença de sistemas diretores antes e após o rotor, com suas palhetas diretrizes apropriadas, resulta num aumento da força tangencial e, em consequência, melhores condições de partida da turbina, e também aumento de sua eficiência. Na pesquisa dos autores, as eficiências de pico dos rotores Wells com pás de comprimentos da corda constante e variável, e com a presença de sistemas diretores, foram respectivamente de 75% e 76%, en-

quanto que sem os sistemas diretores foram aproximadamente de 8% menores. Além disso, o rotor de comprimento da corda variável e com sistemas diretores resultou em características de partida automática e, sem o uso deles, foi necessário utilizar um motor auxiliar para dar partida à turbina.

Setogushi *et al.* (2001) analisaram o desempenho de uma turbina Wells através de ensaios experimentais à fluxo constante em túnel de vento e simulações numéricas 2D e 3D com fluxo irregular semelhante às condições reais das ondas. Os autores analisaram quatro configurações de turbinas: com sistema diretor somente antes do rotor, sistema diretor somente após o rotor, sistema diretor antes e após o rotor e, por fim, sem sistema diretor. Os resultados da pesquisa revelaram que a presença do sistema diretor aumenta a eficiência da turbina Wells, sendo a máxima eficiência ($\eta \approx 50\%$) obtida para a configuração com sistemas diretores antes e após o rotor.

Rodrigues (2019) estudou a influência da inserção de um sistema diretor sobre a eficiência de um modelo de turbina Wells projetada por Botan (2014). Para isso, o autor realizou simulações numéricas utilizando o *software* Ansys CFX com as mesmas configurações de montagens do sistema diretor adotadas no trabalho de Botan (2014). Os resultados obtidos por Rodrigues (2019) mostram que a maior eficiência ($\eta \approx 77,0\%$) ocorreu para o sistema diretor localizado antes do rotor Wells, sendo este valor superior ao obtido por Botan (2014) para a turbina sem sistema diretor ($\eta \approx 62,5\%$). O autor concluiu ainda que a utilização do sistema distribuidor proporciona uma considerável mudança na curva de eficiência, que passa a apresentar comportamento crescente em função do aumento de rotação. Já os ensaios experimentais validaram a simulação numérica, sendo a curva de eficiência experimental obtida muito semelhante à numérica, onde a máxima eficiência obtida experimentalmente foi de $\approx 75,0\%$.

O projeto de palhetas diretrizes envolve, por exemplo, a escolha do perfil, o número de palhetas, o ângulo de montagem das palhetas e a distância axial das palhetas diretrizes (sistema diretor) em relação às pás (rotor), sendo esse último parâmetro de projeto estudado por Takao *et al.* (1996). Os autores concluíram que a melhora da eficiência da turbina Wells com utilização de sistema diretor deve-se principalmente às palhetas diretrizes que estão localizadas antes do rotor e que há uma distância ideal entre palhetas diretrizes e pás.

3.3.3 Razão de cubo

Segundo Raghunathan (1995), este parâmetro de projeto tem influência sobre:

- A incidência do escoamento de ar no cubo do rotor;

- As perdas por fuga na folga de topo do rotor;
- Os efeitos de interferência relativa no cubo do rotor;

A razão de cubo, h , é calculada por

$$h = \frac{D_c}{D_t} \quad (3.9)$$

sendo D_c , o diâmetro do cubo do rotor (ou diâmetro da raiz da pá) e D_t , o diâmetro do topo da pá (ou diâmetro da ponta da pá).

Para uma turbina operando a uma determinada velocidade, a incidência do escoamento no centro é maior do que na ponta da pá, sendo que essa incidência aumenta com a diminuição da razão de cubo. Logo, se houver uma diminuição nesse parâmetro de projeto espera-se que aconteça uma antecipação do fenômeno do estol na turbina e, em consequência, a queda de sua eficiência.

Para uma folga de topo estabelecida, um decréscimo na razão de cubo proporciona redução na relação entre a folga e a altura da pá, ocasionando, assim, diminuição das perdas por fuga e melhora da eficiência. Em contrapartida, uma diminuição da fuga de fluido (a) na folga de topo pode levar ao avanço do estol.

Considerando constante a razão de aspecto (AR)— definida no próximo item (Item 3.3.4) —e sem considerar a espessura das pás, a velocidade média axial do escoamento que passa pela área anular do rotor da turbina Wells, para uma vazão volumétrica Q , é dada por (Raghunathan, 1995)

$$V_x = \frac{4(1 - h^2)Q}{\pi D_t^2} \quad (3.10)$$

3.3.4 Razão de aspecto

Este parâmetro relaciona o comprimento da corda com a altura do perfil, e é definido por

$$AR = \frac{c}{b} \quad (3.11)$$

sendo c , o comprimento da corda do perfil e b , a altura da pá.

O principal efeito da redução do valor da razão de aspecto é o aumento da eficiência da turbina, devido ao adiamento do fenômeno do estol, que por sua vez está associado ao carregamento nas pás, em razão do aumento de fluxo nas proximidades da ponta das pás.

Raghunathan (1995) indica que a razão de aspecto deve ser de 0,5 para projetos de turbinas Wells.

3.3.5 Razão de folga de topo

A folga de topo é o espaço radial entre o rotor (ponta das pás) e a carcaça da turbina Wells. Sendo D_{ic} , o diâmetro interno da carcaça e D_t , o diâmetro da ponta das pás, a folga de topo, portanto, é $f = (D_{ic} - D_t)/2$.

Normalmente, para a turbina Wells, a folga de topo é referida à razão de folga de topo (T_c), definida como sendo a razão entre a folga de topo (f) e o comprimento da corda (c), ou seja,

$$T_c = \frac{f}{c} \quad (3.12)$$

Se comparada a outros tipos turbinas, a turbina Wells se mostra muito mais sensível à folga de topo. Com a diminuição da folga de topo, o fenômeno do estol é antecipado, porém a eficiência média cíclica aumenta, devido à redução das perdas por fuga. Em contrapartida, para folgas de topo relativamente grandes, a turbina Wells pode operar numa faixa de vazão muito mais ampla. Para projetos de turbinas Wells é recomendado uma razão de folga de topo (T_c) inferior a 0,02 (Raghunathan, 1995).

Watterson & Raghunathan (1999) investigaram a influência da folga de topo sobre o desempenho de uma turbina Wells monoplano de pás formadas com perfil NACA 0015. Para isso, os autores realizaram simulações numéricas através de CFD, admitindo o coeficiente de vazão no valor constante de 0,10 e folgas de topo variando de 1% até 6% do diâmetro do topo das pás. Os resultados obtidos pelos autores mostraram que o aumento da folga de topo causa redução das perdas de pressão total, do coeficiente de torque e da eficiência da turbina, e que para valores elevados de folga de topo esses parâmetros de desempenho passam a exibir comportamento assintótico.

3.3.6 Geometria de perfis NACA de 4 dígitos

O efeito da relação de espessura sobre o desempenho aerodinâmico das pás não pode ser separado do efeito do número de Reynolds. Testes realizados em pequenas escalas indicam que os perfis de aerofólio de 20% da espessura são mais adequados para obtenção de melhor desempenho (Raghunathan, 1995).

Segundo Mohamed (2011), grande parte dos estudos realizados em turbinas Wells consideram aerofólios com perfis simétricos, sendo eles: NACA 0012, NACA 0015, NACA 0018 e NACA 0021.

Os perfis aerodinâmicos NACA (National Advisory Committee for Aeronautics) foram desenvolvidos para aplicações aeroespaciais, com dados confiáveis de coeficientes de arrasto e de sustentação obtidos experimentalmente. Para perfis de quatro dígitos (NACA 00XX), os dois últimos dígitos referem-se à porcentagem da espessura da pá em relação ao comprimento da corda.

A geometria de perfis NACA 00XX é obtida pela seguinte expressão (Mohamed *et al.*, 2011):

$$y = \frac{t}{0,2} c \left[0,2969 \sqrt{\frac{x}{c}} - 0,1260 \left(\frac{x}{c}\right) - 0,3516 \left(\frac{x}{c}\right)^2 + 0,2843 \left(\frac{x}{c}\right)^3 - 0,1015 \left(\frac{x}{c}\right)^4 \right] \quad (3.13)$$

sendo c , comprimento da corda; x , ordenada (comprimento) referente à distância do bordo de ataque ($0 \leq x \leq c$); y , espessura do perfil num dado valor de x ; t , espessura máxima do perfil, dada pela fração da corda (os dois últimos dígitos do perfil NACA 00XX divididos por 100).

3.3.7 Turbulência na entrada

Muitos dos diversos tipos de turbomáquinas são bastante sensíveis às condições do escoamento na sua entrada, provocadas por distorção no perfil de velocidades e intensidade de turbulência do escoamento. O desempenho aerodinâmico das turbomáquinas convencionais pode ser melhorado se houver um nível de turbulência na entrada de até 3%. Porém, as turbinas Wells se comportam de maneira diferente das turbomáquinas convencionais, sendo necessário um aumento significativo de intensidade de turbulência para haver melhoria apreciável no desempenho da turbina. Os níveis de intensidade de turbulência são baseados na velocidade absoluta na entrada, mas, nas turbinas Wells, a velocidade absoluta na entrada é apenas uma fração da velocidade do rotor (Raghunathan, 1995).

Kumar & Samad (2018), por meio de simulação numérica, avaliaram o desempenho de uma turbina Wells com níveis de turbulência fixados em 5%, 15% e 30%. Os autores comprovaram a afirmação feita nos estudos de (Raghunathan, 1995), pois não houve mudanças significativas de coeficientes de torque e pressão, nem mesmo de eficiência, ao variar a intensidade da turbulência. Apenas um aumento sutil ocorreu com o coeficiente de torque de pico, e para uma intensidade de turbulência alta, houve um aumento marginal na eficiência de pico conforme pode ser observado na Figura 3.12.

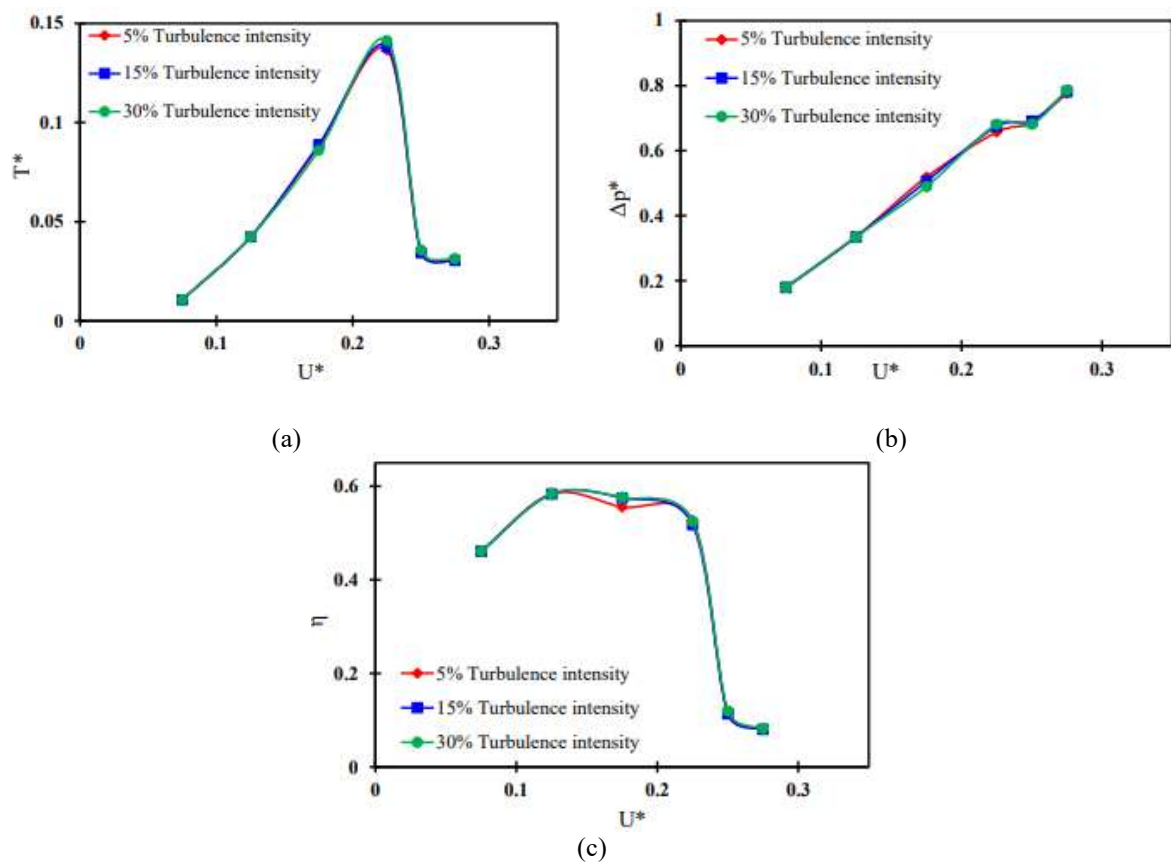


Figura 3.12 – Características de desempenho de uma turbina Wells com diferentes níveis de intensidade de turbulência na entrada avaliada para (a) coeficiente de torque (b) coeficiente de pressão (c) eficiência
Fonte: Kumar & Samad, 2019

3.4 Revisão de literatura

Diversos trabalhos foram desenvolvidos a respeito de turbinas Wells como, por exemplo, estudos sobre como os parâmetros de projeto afetam o desempenho da turbina, análise acústica e propostas de modificações na geometria que proporcionem a otimização dos parâmetros de desempenho, dentre outros.

Todos os trabalhos que são citados neste trabalho avaliaram o desempenho da turbina através da dinâmica dos fluidos computacional (DFC), considerando o escoamento como incompressível, em regime permanente, domínio computacional do tipo canal hidráulico periódico, vazão num único sentido do escoamento e modelos de turbulência baseados nas equações RANS 3D.

Taha, Sugiyono & Sawada (2010) investigaram a influência da folga de topo uniforme sobre o desempenho da turbina Wells, considerando os valores de 0,0056, 0,0083, 0,0111 e 0,0139 correspondentes à razão de folga de topo (relação entre a folga de topo (f) e o comprimento da corda (c)). Os autores obtiveram boa concordância ao comparar os resultados numéricos de eficiência, de coeficiente de torque e de coeficiente de queda de pressão total na turbina, obtidos para as razões de folga de topo de 0,0056 e 0,0111, com os resultados experimentais apresentados por Takao *et al.* (2008). Tanto para 0,0111 como para 0,0056, a máxima eficiência diferiu do valor experimental de 1%, e o estol foi previsto com precisão, sendo que para 0,0056 o estol ocorreu para o mesmo valor do coeficiente de vazão experimental, e para 0,0111 o estol ocorreu para um valor de coeficiente de vazão ligeiramente superior. O estudo inferiu que, ao aumentar a razão de folga de topo (T_c), a máxima eficiência diminui seu valor e o ponto de estol acontece para valores de coeficiente de vazão ligeiramente superiores, ampliando assim a faixa operacional da turbina. Uma análise do campo de escoamento ao redor das pás, feita pelos contornos de velocidade circunferenciais em planos de raio constantes, revelou que o escoamento de fuga na ponta da pá influencia fortemente a separação da camada limite e a formação do estol. Os autores verificaram ainda, pela observação dos vetores de velocidade no plano perpendicular em 35% da corda, que o escoamento de fuga gera vórtice no sentido horário na superfície de pressão da pá, e que, para valores crescentes de coeficiente de vazão, o vórtice cresce e seu centro tende a se afastar da ponta da pá.

Shaaban & Hanfiz (2012) propuseram uma geometria de duto em forma de tubo de Venturi para abrigar na região da garganta o rotor Wells. Os autores analisaram primeiramente a influência que a razão de áreas tem sobre o desempenho da turbina variando assim gradualmente de 1,0 até 1,6 tal razão, mantendo o ângulo do duto no valor constante de 5°. O resultado desta primeira análise mostrou que o aumento da razão de áreas reduz a zona de separação e o escoamento de fuga no topo da pá. A turbina, neste caso, passa a produzir maior potência, pois há redução na interação entre o escoamento de fuga e o escoamento no lado de sucção da pá, que, por sua vez, é o lado responsável pela maior produção de torque da turbina. Em um segundo momento os autores fixaram a área ótima em 1,5 e variaram o ângulo gradualmente de 5° a 9°. Os resultados então apontaram que o aumento do ângulo também minimi-

za a interação entre o escoamento de fuga e o escoamento no lado de sucção da pá. Isto ocorre porque, como a razão da área é constante, o escoamento é acelerado e desacelerado antes e após o rotor da turbina em função do ângulo utilizado. Concluiu-se que de 5° para 7° reduz-se substancialmente a zona de separação na ponta da pá, sendo 7° o valor ótimo que garante fluxo livre de separação após o difusor, com até 14% de melhoria na potência e 9% de aumento da eficiência com atraso de estol.

Kumar *et al.* (2015) estudaram a influência da utilização de pás de comprimento da corda constante e espessura variável sobre o desempenho da turbina Wells. Para garantir a variação gradual da espessura da pá, os autores utilizaram três tipos de perfis simétricos para o empilhamento, sendo eles o NACA0015, NACA0020 e NACA0025. Duas geometrias de pás foram propostas, sendo a primeira a de espessura crescente do cubo em direção à ponta das pás e a outra decrescente do cubo em direção à ponta da pá. Uma terceira geometria foi utilizada para efeitos de comparação, sendo, neste caso, a pá de espessura constante, com empilhamento de perfis NACA0025. Os resultados obtidos apontaram que a espessura crescente com o raio da pá proporciona melhor desempenho, com coeficiente de torque máximo de 0,16 e máxima eficiência de 66,35%.

Shaaban (2016) realizou a otimização da turbina Wells através da variação do comprimento da corda ao longo da pá, com exceção da corda na altura do raio médio que permaneceu inalterada. O autor utilizou a solidez normalizada, onde para qualquer raio a solidez é expressa em função do valor de solidez referente à altura do raio médio da pá. O autor estabeleceu que, na altura do raio médio da pá, a solidez permaneceria igual à da turbina Wells de referência, enquanto que na altura da raiz e da ponta da pá foram estabelecidos respectivamente os limites laterais de 0,9 a 1,3 e 0,9 a 1,5. Através da otimização realizada no *software* MATLAB®, duas geometrias ótimas foram encontradas, sendo uma delas obtida pela otimização simples e a outra pela otimização multiobjetivo. A primeira geometria obtida (G1) possuía solidez no cubo e na ponta da pá de respectivamente 1,07 e 1,36. Essa geometria teve um aumento de 10,6% na superfície de ataque da pá e proporcionou um ganho de 4,7% na eficiência da turbina em virtude principalmente da redução da queda de pressão total. Já a segunda geometria (G2) que possuía solidez de 1,25 e 1,18 no cubo e na ponta da pá respectivamente, teve um aumento de 9,2% na superfície de ataque da pá, resultando numa melhora de 1,4 a 10,8% para a potência de eixo e um ganho de 1,8% de eficiência. Ambas as geometrias otimizadas tiveram um acréscimo de 3% em seu peso e volume, quando comparadas à turbina de referência. O autor conclui ainda que a segunda geometria é capaz de extrair uma maior quantidade de energia das ondas.

Halder, Samad & Thevenin (2017) otimizaram o ângulo de varredura das pás referentes ao raio médio e ao topo pá, objetivando maximizar o coeficiente de torque da turbina Wells. Os limites laterais impostos aos respectivos ângulos de varredura foram de -5° a 5° e -15° a 10° . Os valores ótimos encontrados pelos autores para o raio médio e o topo da pá foram de respectivamente $-4,345^\circ$ e $-9,103^\circ$, configurando a varredura para frente como ótima. As simulações numéricas realizadas para a turbina com ângulo otimizado, mostraram que o pico do coeficiente de torque aumentou significativamente e ocorreu para um diferencial de pressão superior ao da turbina de referência, implicando assim no atraso do fenômeno estol. Com relação à eficiência, o valor máximo torna-se ligeiramente inferior ao que foi obtido para a turbina de referência, mas, para coeficientes de pressão mais elevados, a eficiência da turbina otimizada torna-se superior. Quanto à separação do escoamento no lado de sucção da pá, esta se apresenta mais suave para a turbina otimizada, quando comparada à turbina de referência que, para o mesmo coeficiente de vazão, já apresenta formação de vórtice anti-horário.

Kumar, Halder & Samad (2018) investigaram o impacto que teria sobre o desempenho da turbina Wells a introdução de um filete de ambos os lados da pá na região do topo. Três tamanhos diferentes de filete foram avaliados pelos autores, sendo os raios estabelecidos em função do comprimento de corda da pá, assumindo os valores de 1%, 2% e 3%. Pelos resultados obtidos, ficou constatado que até o ponto do coeficiente de vazão em que a turbina de referência entra em estol, a presença do filete não altera o desempenho da turbina e ambas se comportam de modo semelhante. Somente após este ponto a turbina com filete apresenta desempenho superior, sendo a margem de estol aumentada em 25% e o coeficiente de torque de pico melhorado em 37%. Com relação ao tamanho do raio do filete, não foi observada diferença significativa sobre o desempenho da turbina.

Kumar *et al.* (2019) realizou combinações entre borda de fuga estática estendida, espessura de pá variável e bordo de topo da pá com filete. Para a borda estendida ficou estabelecido um comprimento de 5% do comprimento da pá, uma espessura de 0,25 mm e deflexão nula. Para o bordo de topo, o raio do filete foi de 1% do comprimento da pá e para a espessura variável foi utilizado o empilhamento dos perfis NACA0010, NACA0015 e NACA0020. Os autores concluíram que, para todas as combinações, houve a melhora do coeficiente de torque, entretanto os valores mais elevados ocorreram para as modificações com extensão do bordo de fuga já que essas proporcionaram aumento na queda de pressão. Os valores de eficiência obtidos para todas as combinações mostraram-se inferiores quando comparados ao da turbina de referência, porém houve melhora da faixa operacional, com exceção das modificações que utilizaram a extensão do bordo de fuga. A geometria da pá que reuniu as três modificações

apresentou melhoria do coeficiente de torque, da potência e faixa operacional da turbina. Para a escolha do *design* ótimo, os autores consideraram a geometria que proporcionasse a faixa operacional mais ampla e a maior potência da turbina. A geometria ótima forneceu uma margem de estol de 22%, uma melhoria de 97% de potência da turbina e queda de eficiência relativa de 7,7%. O estudo mostrou também que houve menor interação do escoamento de fuga na ponta da pá com a superfície da pá para a geometria otimizada, o que proporcionou atraso do estol.

Das & Samad (2020) estudaram a influência da cerca (*fence*) de estol aplicadas na superfície das pás sobre o desempenho da turbina Wells. Os autores utilizaram duas cercas, sendo elas localizadas a 40% e 80% da altura da pá. Através de otimização por metamodelos, a cerca ótima foi definida com altura, comprimento e espessura em relação ao comprimento de corda de respectivamente 1,58%, 80% e 1,66%. Os resultados obtidos pelos autores mostraram que o uso das cercas atrasa o fenômeno do estol, ampliam a faixa operacional da turbina e propiciam a geração de pequenos vórtices locais que ajudam a manter o fluxo aderido à superfície da pá. O estudo aponta ainda que o uso da cerca ótima propiciou uma melhoria de 16,66% da faixa operacional e uma redução gradual da eficiência da turbina para elevados coeficientes de vazão. Entretanto, quanto ao coeficiente de torque, para coeficientes de vazão elevados, os valores obtidos para a turbina Wells com cerca são inferiores aos que são obtidos para a turbina Wells tradicional.

Kotb *et al.* (2021) propuseram a utilização de *Gurney Flap* de geometria retangular e triangular em ambos os lados da pá na região do bordo de fuga e perpendicular ao comprimento da corda da pá. A altura e a largura do *flap* retangular variaram respectivamente de 0,5 a 2% e de 0,4 a 0,6 % do comprimento da corda, enquanto a do *flap* triangular manteve a altura constante de 1,5% e variou a largura de 0,5 a 2% do comprimento da corda. Utilizando o modelo de turbulência $k - \omega SST$, método de acoplamento pressão-velocidade SIMPLEC e discretização espacial de segunda ordem, os autores concluíram que o uso do *flap* altera a condição de *Kutta* no bordo de fuga, elevando o coeficiente de sustentação. Outra conclusão foi a de que, na condição de máximo coeficiente de torque, o *flap* retangular produz 6,91% a mais este coeficiente se comparado ao *flap* triangular. O desempenho ótimo da turbina foi atingido para o *flap* retangular, havendo um aumento de 41,98% do coeficiente de torque e atraso do estol.

Abbasi & Ketabdari (2022) propuseram cobrir 30% da superfície da pá, partindo da aresta do topo em direção ao cubo, com 76 ranhuras micrométricas que remetem a aparência da superfície da pele de peixes como, por exemplo, tubarões e baleias. Essas ranhuras têm

efeitos benéficos tanto para escoamentos em água ou em ar, sendo que no ar chegam a reduzir em 8% o arrasto. Para baixos coeficientes de vazão ($\phi \leq 0,15$) os contornos de velocidade tangencial mostraram que a separação do escoamento é muito mais intensa próxima ao cubo, enquanto que, para valores de coeficiente de vazão superiores a 0,225, a zona de separação é mais pronunciada perto do topo da pá. Ao comparar o desempenho da pá com ranhuras com a pá de referência os autores notaram que até $\phi = 0,15$ ambas as pás oferecem valores de coeficiente de torque, coeficiente de queda de pressão total e eficiência praticamente idênticos. Entretanto, a utilização das ranhuras possibilitou o atraso do estol e, em consequência, os autores realizaram a simulação do escoamento para valores de coeficiente de vazão superiores ao valor limite atingido pela pá de referência, bem como houve a ampliação da faixa operacional da turbina. A presença das ranhuras prende de certa forma o escoamento entre os seus canais, controlando o componente de velocidade, impedindo que vórtices sejam injetados na subcamada viscosa, controlam a queda de pressão e reduzem o arrasto. O uso de ranhuras proporcionou um aumento de 2,33% na eficiência média total, e para o coeficiente de vazão em que ocorre a separação profunda ($\phi = 0,275$) há um aumento de 16,82% na eficiência e de 18,36% no coeficiente de torque.

Das *et al.* (2022) relataram a otimização de uma turbina Wells com placa terminal (*end plate*) do tipo anel, utilizando para isso um solucionador de CFD acoplado a uma biblioteca de otimização interna OPAL++. Os autores definiram quatro variáveis geométricas para a otimização, sendo elas, o comprimento da corda, a espessura da placa terminal, a espessura da pá e a largura da placa terminal. Para cada uma dessas variáveis, foram estabelecidos limites laterais com base em experiências de estudos anteriores. Todo processo de otimização ocorreu para o coeficiente de vazão que proporcionou o maior valor de coeficiente de torque para a turbina de referência validada e, como objetivos do processo, foi fixado a maximização do torque e minimização da queda de pressão total da turbina. Os autores encontraram duas geometrias ótimas (G1 e G2) com solidez média respectivamente de 0,42 e 0,70, sendo que G1 proporcionou uma melhora de 19,6% no coeficiente de torque, enquanto a G2 reduziu em 57,6% o coeficiente de queda de pressão total e elevou a eficiência em 13,2%. Ao comparar os coeficientes de desempenho obtidos para as geometrias otimizadas com aqueles obtidos para a turbina de referência, os autores verificaram que G1 apresentou uma melhora de 123,4% para o coeficiente de torque e atrasou o estol para $\phi = 0,225$ a $\phi = 0,300$. Enquanto que G2 apresentou uma melhora de 9,1% na eficiência de pico, manteve o ponto de estol e reduziu o pico do torque 52%. Com relação à queda de pressão, para G1 os valores foram bem superiores ao da turbina de referência, e para G2 foram reduzidos significativamente, o que

culminou na melhoria da eficiência devido à baixa solidez de G2. O estudo enfatiza ainda que a turbina Wells trabalha com velocidade variável na entrada, logo valores médios de torque e eficiência tornam-se relevantes, sendo que G1 apresentou 27,8% de eficiência média e G2 3,4%. Por fim, o uso da placa terminal reduz a interação do escoamento de fuga na ponta da pá com a superfície de sucção da pá, permitindo que o escoamento tenha melhor aderência à superfície da pá quando a turbina trabalha com coeficientes de vazão elevados.

CAPÍTULO 4

DINÂMICA DOS FLUIDOS COMPUTACIONAL E MODELO MATEMÁTICO

Neste capítulo, são apresentados alguns conceitos básicos relacionados à dinâmica dos fluidos computacional (DFC) e também a metodologia para solução numérica do campo de escoamento na turbina Wells através de técnicas de DFC. Na sequência, são abordados alguns tópicos relacionados a malhas computacionais e descritas as condições de contorno. Também, são apresentadas as equações de conservação para sistemas não inerciais (rotores de turbomáquinas), incluindo ainda alguns comentários sobre fundamentos de turbulência, com base na abordagem RANS (*Reynolds Averaged Navier-Stokes*) e modelo de turbulência *Realizable $k - \varepsilon$* .

4.1 Dinâmica dos fluidos computacional

Para desenvolver projetos e analisar problemas de engenharia, podem ser utilizados os métodos analíticos, computacionais e experimentais, sendo que eles encontram-se fortemente interligados e não atuam isoladamente (Tu, Yeoh & Liu, 2008).

Oliveira (2014) revela que apesar de todo o avanço que houve ao longo dos anos na área da matemática, ainda é impossível resolver analiticamente as equações de *Navier-Stokes* quando aplicadas em problemas reais de engenharia, que possuem domínios complexos e condições de contorno diversas. Diante deste cenário, surgem as técnicas computacionais que permitem estudar o escoamento, possibilitando a resolução numérica das equações de *Navier-Stokes* para a obtenção de grandezas de interesse tais como campos de pressões, velocidades, densidades, dentre tantas outras grandezas.

Segundo Versteeg & Malalasekera (2007) a Dinâmica dos Fluidos Computacional (CFD – *Computational Fluid Dynamics*) consiste no uso de métodos numéricos para estudo e análise de problemas que envolvem o movimento de fluidos e que, quando são solucionados, fornecem informações a respeito do campo do escoamento de fluido e do seu comportamento.

Para os problemas de engenharia, é possível acoplar *softwares* de otimização que são capazes de realizar alterações em protótipos virtuais até atingir funções objetivo definidas pelo projeto. Essa junção possibilita a racionalização de protótipos físicos e planejamento de experimentos.

A simulação utilizando DFC para a obtenção de solução de problemas compreende três etapas, sendo elas (Versteeg & Malalasekera, 2007):

I) Pré-processamento:

- Definição dos domínios e superfícies de interesse para a geração da malha computacional;
- Discretização do domínio: geração das malhas computacionais (subdivisão do domínio em pequenos volumes de controle);
- Seleção dos modelos matemáticos que representam a descrição da física do problema;
- Definição das propriedades dos fluidos;
- Especificações de condições de contorno adequadas aos elementos da malha associados às superfícies do domínio computacional.

No presente trabalho, a geometria e a malha computacional da turbina Wells foram realizadas no *software* comercial ICEM-CFD 19.2®.

II) Solver

- As equações diferenciais de conservação são integradas em cada elemento diferencial, e com base no teorema de Gauss, é possível definir o volume finito onde o princípio de conservação é aplicado. As equações diferenciais integradas no volume são transformadas em equações algébricas para a solução do sistema.

- São definidos os esquemas de interpolação das variáveis vetoriais e escalares, para o cálculo das derivadas, fatores de relaxação numérica e técnicas de acoplamento de pressão e velocidade.

Para as simulações numéricas do escoamento no presente trabalho, foi utilizado o *software* comercial FLUENT-CFD 19.2®.

III) Pós-processamento:

Para esta etapa, é realizada a leitura de resultados, sendo que esses resultados podem ser analisados graficamente ou na forma matricial. A grande maioria dos *softwares* comerciais de DFC apresenta uma vasta gama de ferramentas de visualização que incluem:

- Visualização da geometria e da malha;
- Gráficos de vetores;
- Visualização das linhas de corrente;
- Gráficos de contornos;
- Gráficos 2D e 3D;
- Visualização das trajetórias das partículas;

Os diferentes tipos de visualizações listados acima têm por objetivo facilitar o entendimento dos processos que ocorrem no escoamento através do uso de imagens.

4.1.1 Malhas computacionais

A confiabilidade dos resultados que serão obtidos através da simulação numérica depende fortemente da qualidade da malha computacional gerada, sendo que a mesma deve re-

presentar as características gerais do problema, adequando-se aos contornos, podendo ser refinada localmente a fim de possibilitar que particularidades de cada fenômeno possam ser representadas de maneira satisfatória.

A seguir, é feita uma descrição sucinta a respeito de malhas estruturadas, não estruturadas e híbridas.

a) Malhas estruturadas e não estruturadas

Essa classificação é pertinente à disposição dos diversos elementos constituintes da malha, sendo que as do tipo estruturadas apresentam um padrão na distribuição de pontos ou elementos.

As malhas estruturadas têm como principal característica a conectividade associada a uma topologia de ordenação matemática que é representada nos domínios 2D através da ordenação (i,j) e nos domínios 3D em (i,j,k) .

De acordo com Vilela (2017), em função da orientação das linhas, as malhas estruturadas recebem denominações utilizando para isso letras nas quais se assemelham, sendo que para um mesmo problema pode haver combinações dos diversos tipos de malhas.

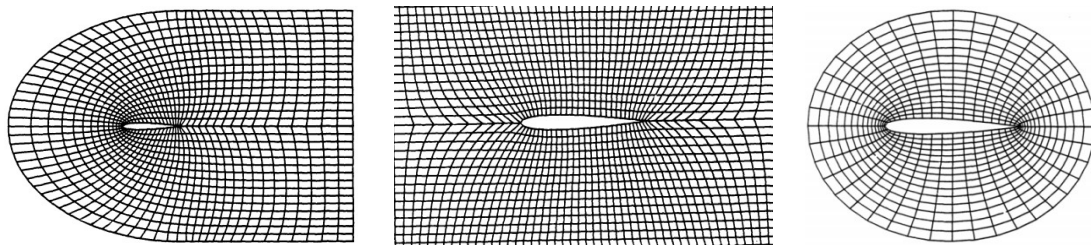


Figura 4.1 – Malhas curvilíneas estruturadas ajustadas à um perfil NACA0012:

(a) Malha C (b) Malha H (c) Malha O

Fonte: Figura adaptada de Siladic, (1987)

Para a geração de malhas estruturadas, surge o conceito de malha estruturada por blocos também conhecida como blocagem. Para este tipo de malha, há dois ou mais níveis de subdivisão do domínio de solução. Normalmente, em um nível grosseiro, há blocos em amplas regiões do domínio, fazendo com que os elementos sejam relativamente grandes, sendo que sua estrutura pode ser irregular ou sobrepor-se, sendo necessário, subdividir o bloco em blocos menores para gerar malhas mais refinadas.

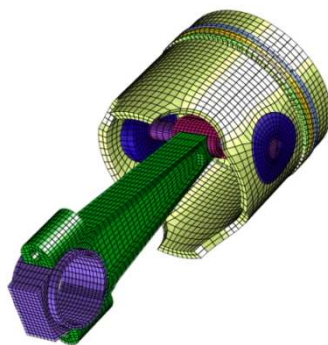


Figura 4.2 – Malha estruturada em multiblocos tridimensional
Fonte: TrueGrid® XYZ Scientific Applications, Inc., 2022

Para geometrias complexas, a malha não estruturada é a que possui maior flexibilidade para adaptar-se às fronteiras do domínio. Os elementos ou volumes de controle podem assumir qualquer forma, não havendo restrição quanto ao número de elementos vizinhos ou vértices. Na prática, observa-se que são frequentemente usadas em malhas bidimensionais elementos na forma de triângulo ou quadrilátero e em malhas tridimensionais elementos na forma de tetraedro ou hexaedro, sendo complexo o processo de geração de malha.

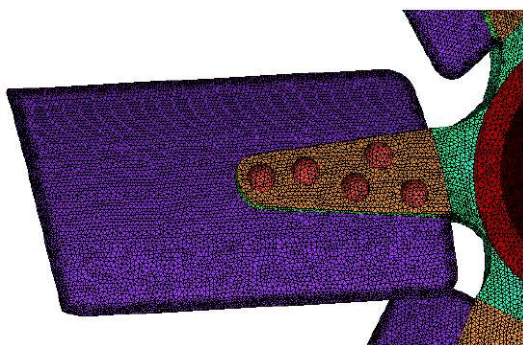


Figura 4.3 – Malha não estruturada com detalhe de refino nas bordas das pás de um ventilador axial
Fonte: Mota, 2018

b) Malha híbrida

A malha híbrida é composta por malhas estruturadas e não estruturadas. Normalmente, esse tipo de malha é utilizado quando é necessário o estudo de uma região específica. Na região de interesse utiliza-se malha estruturada que é capaz de fornecer resultados de maior confiabilidade e nas regiões de menor interesse opta-se por utilizar malha não estruturada. Logo, a geração de malhas híbridas exige, a princípio, o conhecimento do fenômeno físico, para definir corretamente onde existem os maiores gradientes de velocidade nos regimes permanente e/ou transiente.

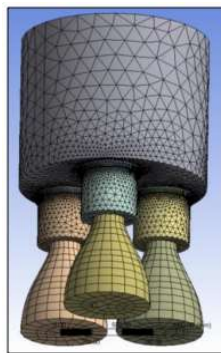


Figura 4.4 – Malha híbrida
Fonte: Elmekawy, 2018

4.1.2 Independência de malhas

O teste de convergência de malha é útil para verificar se a malha computacional utilizada está refinada o suficiente a ponto de garantir a correta identificação das características do escoamento e o fornecimento de soluções numéricas confiáveis.

Para o teste de convergência de malha, uma variável global é calculada com malhas de diferentes números de elementos e, preferencialmente, considerando taxas de refinamento constantes. Para um determinado número de elementos, espera-se que haja mudanças significativas na solução do escoamento, porém, quando a independência de malha é atingida, pode-se afirmar que a solução é independente da malha.

No presente trabalho, é utilizada a metodologia proposta por Roache (1998), também baseada na extrapolação de Richardson, denominada de GCI - *Grid Convergence Index* (Índice de Convergência da Malha). Nessa metodologia, uma análise comparativa é realizada entre duas ou mais malhas com números de elementos distintos, sendo comumente recomendado que se utilize três níveis de refinamento, uma malha grosseira, uma malha intermediária de referência e uma malha refinada. O GCI verifica o erro entre as malhas através da variação do comportamento assintótico (NASA, 2021).

4.1.3 Condições de contorno

As condições de contorno têm por objetivo especificar os valores das variáveis nas superfícies do domínio físico. Há inúmeras possibilidades de condições de contorno que podem ser aplicadas ao domínio computacional considerando sistemas não inerciais como os de rotores de turbomáquinas, sendo que o *software* FLUENT® disponibiliza as seguintes condições de contorno: entrada (*inlet*), saída (*outlet*), superfícies sólidas (*wall*), interfaces e superfícies periódicas (*periodic*).

a) Superfície de entrada

A condição de contorno para a superfície de entrada no *software* FLUENT® é definida como fluxo mássico de entrada, velocidade uniforme ou pressão estática. Esta condição permite definir as direções dos vetores em base de coordenadas cartesianas ou cilíndricas. Na seção de entrada a intensidade da turbulência é modelada a partir do nível de turbulência em porcentagem e da taxa de viscosidade turbulenta. No presente trabalho foi utilizada a condição de velocidade uniforme, denominada de *Velocity-Inlet* no código FLUENT®.

b) Superfície de saída

Neste trabalho, para a superfície de saída, foi utilizada a condição de pressão estática na saída em termos relativos, sendo denominada de *Pressure-Outlet* no código FLUENT®. Esta condição admite que a pressão dinâmica seja determinada numericamente para obter-se a pressão total na superfície de saída.

c) Superfície periódica

A condição de periodicidade é utilizada quando a geometria de interesse e o escoamento possuem uma repetição periódica natural, condição essa muito utilizada nas turbomáquinas. Esta condição impõe que nas superfícies periódicas, todas as variáveis do campo de escoamento sejam iguais. O tipo de periodicidade deve ser escolhido como rotacional e a vazão nominal de projeto deve ser dividida pelo número de canais periódicos do domínio.

d) Interfaces

Para a solução do problema de acoplamento podem ser utilizados dois critérios, sendo eles: o plano de mistura (*Mixing Plane*) ou a definição de interfaces acopladas como “periódicas repetitivas” (*Periodic Repeats*), sendo que esta última permite uma solução estável no processo de convergência com resíduo $\varepsilon \sim 10^{-5}$.

No presente trabalho não houve a criação de interfaces, pois foi utilizado domínio computacional único.

e) Superfície sólida

As condições de contorno de parede são utilizadas nas fronteiras (superfícies) sólida que estão em contato com o fluido do escoamento. As superfícies podem ser estacionárias ou apresentar movimento. Para o presente trabalho, as superfícies que apresentam movimento do tipo rotativo em relação à célula adjacente correspondem respectivamente ao cubo do rotor, à pá e às paredes que constituem a extensão do cubo até as superfícies de entrada e saída. A rotação do rotor é mantida constante no valor de 2000rpm. Já as superfícies estacionárias correspondem a todas as partes que constituem a carcaça (*shroud*) que envolve o rotor.

Da mecânica dos fluidos, sabe-se que os escoamentos laminares e turbulentos são afetados de modo significativo pela presença de superfícies sólidas, tais como as paredes. Devido às tensões de atrito, normalmente costuma-se impor a condição de escorregamento nulo na maioria dos problemas.

Para escoamentos turbulentos, as regiões que ficam próximas às paredes possuem elevados gradientes de velocidade. Por este motivo é relevante garantir que as células da malha possuam tamanho e quantidade de elementos adequados, a fim de assegurar que os gradientes nesta região sejam capturados da melhor maneira possível. Para controlar este requisito, existe o parâmetro adimensional denominado de y^+ , representado por

$$y^+ = \frac{\rho y u_t}{\mu} \quad (4.1)$$

sendo

- μ a viscosidade dinâmica do fluido em escoamento turbulento;
- y^+ a menor distância desde a parede até o primeiro nó sobre ela;
- u_t a velocidade de atrito mais próxima à parede;
- ρ a massa específica do fluido;
- y o comprimento característico do domínio computacional (como, por exemplo, diâmetro hidráulico, comprimento de corda, etc.).

Diversos estudos mostram que a região próxima à parede pode ser dividida em três sub-regiões como pode ser observado na Figura 4.5. Na camada externa, os efeitos inerciais são dominantes, não há interferência da camada limite sobre o escoamento, pois a camada externa se encontra afastada da parede. Já a camada interna é subdividida em três camadas: subviscosa, superposição (também denominada de mistura ou de transição) e intermediária (também denominada de logarítmica).

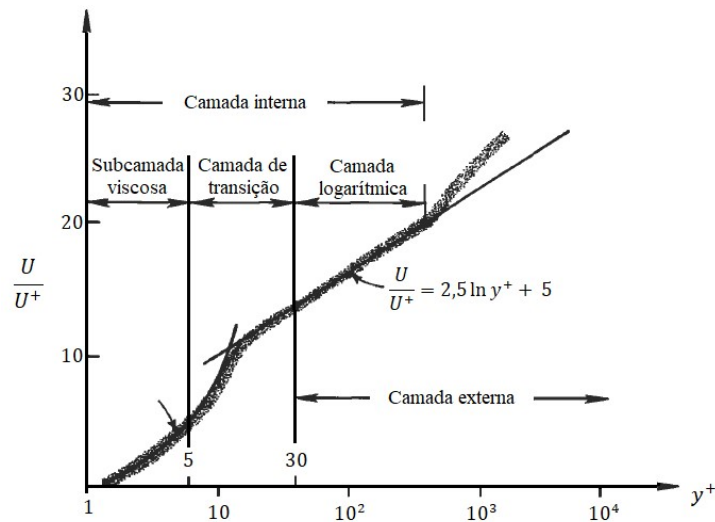


Figura 4.5 – Representação da Lei de parede
 Fonte: Figura adaptada de Kudun & Cohen, 2002

Para resolver problemas de escoamento na região interna da camada limite, podem ser utilizadas duas estratégias, sendo elas o refinamento suficiente da malha para que o centroide do primeiro elemento se encontre na subcamada viscosa e utilização das funções de parede (Blazec, 2001). Essas funções devem ser utilizadas quando o refinamento da malha não é suficiente para capturar de modo adequado o fenômeno físico na região de interesse.

4.1.4 Método de acoplamento pressão-velocidade

A solução de escoamentos incompressíveis possui um problema inerente denominado de acoplamento pressão-velocidade, pois as equações de conservação da quantidade de movimento e de continuidade possuem solução segregada (Schneider & Maliska, 2022). Logo, para estes tipo de escoamento, faz-se necessário a utilização de algoritmos de acoplamento iterativos que forneçam a obtenção de um campo de pressão que propicie um campo de velocidades adequado oriundo da equação de conservação da quantidade de movimento e que por sua vez satisfaça a equação da continuidade.

Como exemplo de algoritmos de acoplamento pressão-velocidade pode-se citar:

- SIMPLE (*Semi-Implicit Method for Pressure-Linked Equations*) de Patankar & Spalding (1972);
- SIMPLER (*SIMPLE Revised*) de Patankar (1980);
- SIMPLEC (*SIMPLE Consistent*) de Van Doormaal and Raithby (1984);
- PISO (*Pressure Implicit with Splitting of Operators*) de Issa (1986).

Os métodos SIMPLE e seus derivados (SIMPLER e SIMPLEC) avançam as variáveis de velocidade (U e V) e pressão (p) separadamente. Primeiramente, um campo de pressão p^* é estimado e o campo de velocidades é então calculado, obtendo-se U^* e V^* . Caso o campo de velocidades calculado não satisfaça o princípio de conservação da massa, o campo de pressão é corrigido e, com este, um novo campo de velocidades é calculado. Sendo que p' , U' e V' são as parcelas de correção (França Filho, 1991).

$$p = p^* + p' \quad (4.2)$$

$$U = U^* + U' \quad (4.3)$$

$$V = V^* + V' \quad (4.4)$$

O processo iterativo se repete até o momento em que o campo de pressão propicie um campo de velocidades que satisfaça a equação da continuidade, conforme pode ser observado no fluxograma da Figura 4.6.

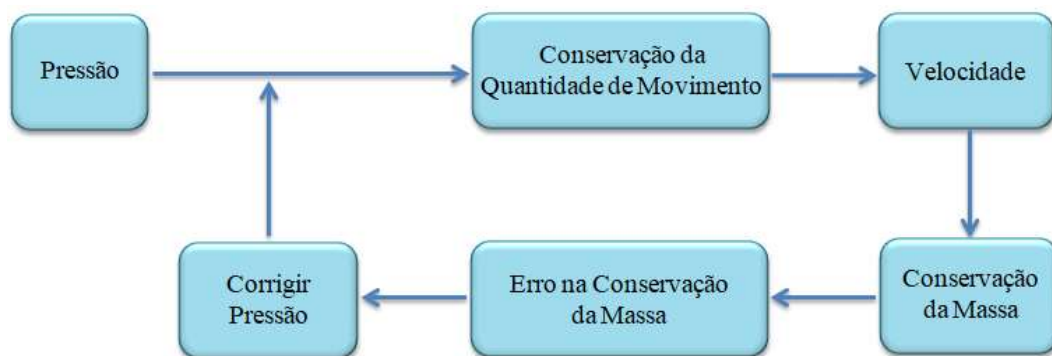


Figura 4.6 – Esquema do processo iterativo no método SIMPLE

Fonte: Figura adaptada de Oliveira, 2014

De acordo com Versteeg & Malalasekera (2007), o desempenho de cada algoritmo depende das condições do escoamento, do grau de acoplamento entre a equação de quantidade de movimento e as equações escalares, a quantidade de sub-relaxamento usada e até mesmo dos detalhes da técnica numérica utilizada para resolução das equações algébricas.

No presente trabalho, é utilizado o algoritmo SIMPLEC. Este algoritmo segue os mesmos passos do SIMPLE, diferindo apenas com relação às equações que corrigem a velocidade. Consequentemente, o método SIMPLEC não necessita de sub-relaxação na equação de correção da pressão e possui maior taxa de convergência (França Filho, 1991). Detalhes do

equacionamento dos algoritmos de acoplamento pressão-velocidade podem ser encontrados em Versteeg & Malalasekera (2007) e Maliska (2004).

4.2 Modelo Matemático

O campo de escoamento em sistemas inerciais e não inerciais são caracterizados por princípios físicos cuja representação matemática tem como base as equações de conservação na forma diferencial, onde modelos de turbulência são associados a essas equações, dependendo do problema físico a ser estudado.

Para sistemas onde os efeitos de compressibilidade ($Ma < 0,3$) e também as variações de temperatura podem ser desconsiderados, utiliza-se apenas as equações de conservação de massa e de quantidade de movimento, sendo assim, não será levada em consideração a equação de conservação da energia.

4.2.1 Equação de conservação da massa

A equação da continuidade representa o princípio de conservação da massa, sendo que na forma diferencial geral (tridimensional, regime não permanente e escoamento compressível) e para sistemas não inerciais essa equação pode ser escrita da seguinte maneira:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \vec{w}) = 0 \quad (4.5)$$

onde

- ρ representa a massa específica do fluido;
- t corresponde ao tempo;
- $\vec{w}$ refere-se à velocidade relativa do escoamento.

Na Equação 4.5, o primeiro termo do lado direito refere-se à variação da massa específica do fluido em função do tempo e o segundo termo, denominado de convectivo, representa o fluxo de massa total que atravessa os contornos do volume de controle (Versteeg & Malalasekera, 2007).

4.2.2 Equação de conservação da quantidade de movimento

Considerando ainda sistemas não inerciais, a equação de conservação da quantidade de movimento, pode ser escrita em unidades de força por unidade de volume conforme apresentado na Equação 4.6.

$$\begin{aligned} \frac{\partial}{\partial t}(\rho \vec{w}) + \nabla \cdot (\rho \vec{w} \vec{w}) + \rho \left[2\vec{\omega} \times \vec{w} + \vec{\omega} \times (\vec{\omega} \times \vec{r}_p) + \dot{\vec{\omega}} \times \vec{r}_p + \ddot{\vec{R}}_o \right] = \\ -\nabla p + \nabla \cdot \vec{\tau} + \rho \vec{g} \end{aligned} \quad (4.6)$$

Na equação 4.6, $\vec{\omega}$, $\vec{r}_p$ e $\vec{w}$ representam, respectivamente, o vetor velocidade angular do rotor, o vetor posição de uma partícula de fluido escoando em um volume de controle não inercial e a velocidade relativa do escoamento. Já $\dot{\vec{\omega}}$, p e $\ddot{\vec{R}}_o$ representam, respectivamente, a aceleração angular, a pressão estática e a aceleração de translação do volume de controle não inercial em relação ao referencial inercial.

Para turbomáquinas estacionárias $\ddot{\vec{R}}_o = 0$. Todos os termos apresentados na Equação (4.6) representam força por unidade de volume, logo $\rho \vec{g}$ representa força gravitacional por unidade de volume. Já as parcelas $2\vec{\omega} \times \vec{w} + \vec{\omega} \times (\vec{\omega} \times \vec{r}_p)$ e $\dot{\vec{\omega}} \times \vec{r}_p$ representam respectivamente forças por unidade de massa associadas às acelerações de *Coriolis*, centrípeta (normal) e tangencial.

O tensor das forças viscosas $\vec{\tau}$ é dado pela Equação (4.7).

$$\vec{\tau} = \mu \left[(\nabla \vec{w} + \nabla \vec{w}^T) - \frac{2}{3} \nabla \cdot \vec{w} I \right] \quad (4.7)$$

onde μ é a viscosidade dinâmica e I é o tensor unitário (ANSYS, Inc., 2011).

Se for utilizada a condição de incompressibilidade, a equação que fornece o tensor de forças viscosas pode ser reescrita da seguinte maneira:

$$\tau_{ij} = \mu \left[\frac{\partial w_i}{\partial x_j} + \frac{\partial w_j}{\partial x_i} \right] \quad (4.8)$$

onde o divergente deste tensor, no caso incompressível, é dado por:

$$\frac{\partial \tau_{ij}}{\partial x_j} = \nabla \cdot \vec{\tau} \quad (4.9)$$

Por se tratar de um escoamento relativo e permanente o primeiro termo à esquerda da Equação 4.6 é nulo.

4.3 Fundamentos da Turbulência

A maioria dos escoamentos presentes em situações práticas, que envolvem problemas de engenharia, é de natureza turbulenta, logo se torna imprescindível analisar e compreender os mecanismos físicos que envolvem esse tipo de escoamento. Nos escoamentos turbulentos, a complexidade física é decorrente do amplo espectro de escalas de energia de turbulência associada aos pequenos e grandes vórtices. A Figura 4.7, mostra um jato onde se observam diferentes escalas de vorticidade, onde as grandes estruturas ou maiores escalas transferem energia para as menores, resultando numa cascata de energia ou cascata de Taylor, onde as menores energias são quantificadas com base nas escalas de Kolmogorov com maior frequência de vibração. As escalas de Kolmogorov são as menores possíveis dentro dos escoamentos turbulentos.

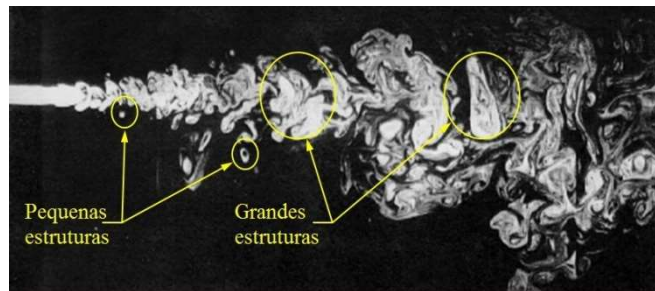


Figura 4.7 – Estruturas do escoamento turbulento
Fonte: <https://www.esss.co/blog/escoamento-turbulento>

O surgimento da turbulência depende da relação entre a força de inércia e a força viscosa, definido pelo número de Reynolds. Para escoamentos com baixos números de Reynolds as forças inerciais são inferiores às forças viscosas, logo as perturbações que ocorrem naturalmente são dissipadas e o escoamento continua sendo laminar. Para elevados números de Reynolds as forças inerciais são grandes o suficiente para amplificar os distúrbios do escoamento, ocorrendo assim a transição de laminar para turbulento. Logo, o movimento torna-se intrinsecamente instável e todas as propriedades variam de forma caótica e aleatória.

Como pode ser notado, geralmente, a opinião comum sobre escoamentos turbulentos está associada ao seu movimento aleatório e caótico, porém essas características não são suficientes para a completa caracterização do fenômeno da turbulência. Como indicado por Tennekes e Lumley (1972), não existe uma definição exata para a turbulência, mas, no entanto, há uma série de características que ela deve possuir, sendo por eles citadas.

4.3.1 Modelos de turbulência

Segundo Versteeg & Malalasekera (2007), os métodos numéricos desenvolvidos para modelar a turbulência e capturar seus efeitos são agrupados em três categorias, sendo elas: simulação de grandes escalas (LES - *Large Eddy Simulation*), simulação numérica direta (DNS - *Direct Numerical Simulation*) e simulação numérica via equações de médias de Reynolds (RANS - *Reynolds Average Navier-Stokes*).

No presente trabalho, foi utilizada a abordagem RANS, modelo de turbulência *Realizable $k - \varepsilon$* com a opção de tratamento de parede aprimorada ativada (*Enhanced Wall Treatment*).

Segundo Shih *et al.* (1994), embora o modelo $k - \varepsilon$ padrão seja muito utilizado na dinâmica dos fluidos computacional, para escoamentos com elevada taxa de cisalhamento ou separação massiva o modelo não apresenta bom desempenho pois, nestes casos, a viscosidade turbulenta é superestimada pelo modelo padrão. Outra deficiência do modelo padrão citada pelo autor é que nem sempre a taxa de dissipação fornece a escala de comprimento de turbulência apropriada. Tendo em vista que o escoamento nas turbinas Wells é marcado pela separação massiva da camada limite em boa parte da faixa operacional, em virtude do ângulo de montagem nulo e a direção axial do escoamento absoluto, logo, justifica-se a escolha pelo modelo de turbulência *Realizable $k - \varepsilon$* . Hashem, Abdel Hameed & Mohamed (2018) citam que este modelo de turbulência apresenta um desempenho superior para escoamentos que compreendem rotação, gradientes de pressão adversos intensos, regiões de separação e recirculação, sendo essas características marcantes no escoamento através de turbinas Wells. Além do mais, diversos autores tais como Mohamed *et al.* (2011), Shaaban & Abdel Hafiz (2012), Mohamed & Shaaban (2013), Cui & Hyun (2016), Shaaban (2017), Nawar *et al.* (2021) e Mahrooghi & Lakzian (2021) utilizaram este modelo de turbulência e obtiveram resultados satisfatórios de simulação numérica do escoamento para a turbinas Wells.

No item a seguir, é feito um breve comentário do equacionamento do modelo utilizado, entretanto detalhes do desenvolvimento das equações podem ser encontrados em Shih, Zhu & Lumley (1994).

4.3.2 Modelo de turbulência *Realizable* $k - \varepsilon$

Dentre os modelos de turbulência $k - \varepsilon$ desenvolvidos, o modelo *Realizable* $k - \varepsilon$ é o mais recente, desenvolvido por Shih, Zhu & Lumley (1994).

Este modelo se diferencia do *Standard* $k - \varepsilon$ devido a dois fatores (Soe & Khaing, 2017):

- 1) O modelo contém uma formulação alternativa para obtenção da viscosidade turbulenta;
- 2) Neste modelo, uma equação de transporte modificada para a taxa de dissipação ε foi derivada de uma equação exata para o transporte da flutuação de vorticidade quadrática média.

As Equações 4.10 e 4.11 representam as equações de transporte do modelo, sendo que detalhes a respeito de seu equacionamento podem ser encontrados em Shih *et al.* (1994), Soe & Khaing (2017) e ANSYS Inc. (2013).

As equações de transporte do modelo são:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho k) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho k u_j) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_j}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + G_k + G_b - \rho \varepsilon - Y_M + S_k \quad (4.10)$$

$$\begin{aligned} \frac{\partial}{\partial t}(\rho \varepsilon) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho \varepsilon u_j) = & \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right] + \rho C_1 S \varepsilon - \rho C_2 \frac{\varepsilon^2}{k + \sqrt{\nu \varepsilon}} \\ & + C_{1\varepsilon} \frac{\varepsilon}{k} C_{3\varepsilon} G_b + S_\varepsilon \end{aligned} \quad (4.11)$$

CAPÍTULO 5

VALIDAÇÃO DO MODELO NUMÉRICO

Este capítulo apresenta todos os procedimentos adotados para a validação numérica do modelo da turbina Wells analisada no presente trabalho, sendo inicialmente apresentados os detalhes referentes à geração da geometria e da malha computacional, bem como é mostrado o estudo de independência de malha aplicado ao domínio da turbina pela utilização do método GCI (*Grid Convergence Index*).

Na sequência, são apresentadas as configurações definidas no *software* FLUENT® para a simulação numérica do escoamento do modelo da turbina, tais como: as condições de contorno, o modelo de turbulência, as equações de discretização e os esquemas e controle para a solução numérica.

Posteriormente, são apresentados os resultados, como as curvas de desempenho e os mapas para a quantificação das variáveis locais do campo de escoamento, tais como: contornos de y^+ , linhas de corrente e intensidade de turbulência. As curvas características de desempenho da turbina compreendem as variações do coeficiente de torque, do coeficiente de queda de pressão total e da eficiência para um intervalo de coeficiente de vazão, sendo comparadas com as respectivas curvas características disponíveis na literatura.

5.1 Geração da geometria

O rotor Wells do presente trabalho possui as mesmas características geométricas do rotor apresentado por Curran & Gato (1997) e Kotb *et al.* (2021).

Para a construção da geometria do rotor foi utilizado o *software* ICEM-CFD 19.2®, considerando as variáveis geométricas como mostra a Tabela 5.1, e a Figura 5.1.

Tabela 5.1 –Especificações do rotor Wells
Fonte: Tabela adaptada de Kotb *et al.*, 2021

Parâmetros	Dimensão
Perfil aerodinâmico da pá	NACA0015
Número de pás($N_{pá}$)	8
Ângulo periódico (θ)	45°
Comprimento da corda(c)	125 mm
Espessura do perfil (t)	18,75 mm (15% corda)
Diâmetro do cubo (D_c)	400 mm
Diâmetro da carcaça(D_{ic})	590 mm
Folga de topo(f)	1 mm
Rotação nominal (n)	2000 rpm

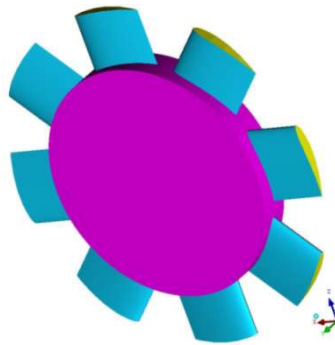


Figura 5.1 – Vista em perspectiva do rotor Wells

Quanto aos domínios computacionais, na entrada e saída da turbina, optou-se por adotar o mesmo critério utilizado por Kotb *et al.* (2021), ou seja, os domínios são limitados respectivamente às distâncias de 4 e 8 vezes o comprimento de corda antes e após o rotor conforme pode ser observado na Figura 5.2. Sendo que essas distâncias são consideradas a partir da origem (0,0,0) em que está localizado o centro do rotor Wells. Logo, o centro dos domínios de entrada e saída localizam-se respectivamente nas coordenadas em mm de (0, -500,0) e (0,1000,0).

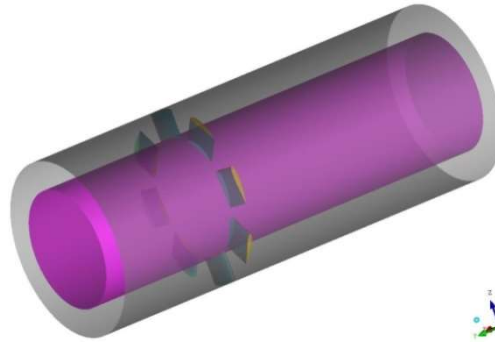


Figura 5.2 – Vista em perspectiva da turbina Wells com domínios de entrada e saída estendidos

Por se tratar de uma turbomáquina axial, com equilíbrio radial, o domínio do escoamento se repete para cada uma das pás do rotor, logo torna-se desnecessário modelar o rotor inteiro. Assim como fez Kotb *et al.* (2021), para o presente trabalho optou-se pela geração do canal hidráulico periódico que representa 1/8 do domínio completo da turbomáquina conforme pode ser visto na Figura 5.3. A utilização do canal periódico implica na redução considerável do número de elementos da malha, culminando assim na redução do tempo de simulação computacional.

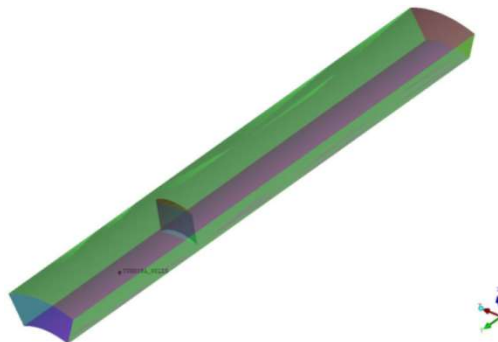


Figura 5.3 – Canal hidráulico periódico correspondente a 1/8 do domínio completo da turbina Wells

5.2 Geração de malha computacional

Quanto à geração da malha computacional, no que diz respeito ao tipo de malha, optou-se pela utilização da malha tetraédrica não estruturada, com presença de camadas prismáticas ao redor da superfície das pás. Tal escolha baseou-se no fato de que este tipo de malha se adapta com maior facilidade as geometrias complexas, como é o caso do rotor axial do presente trabalho. Além disto, este tipo de malha também foi utilizada por Kotb *et al.* (2021) na validação do modelo numérico, o que torna mais adequada a comparação dos resultados obtidos pelo autor com os resultados do presente trabalho. A presença das camadas prismáticas possibilita a captura eficiente dos efeitos viscosos na subcamada viscosa, já que na região das

pás existem elevados gradientes de pressão, velocidade e de energia cinética turbulenta, logo um refino adequado proporciona solução confiável.

Por se tratar de um domínio de canal periódico, foi considerada somente uma parcela desse domínio na direção circunferencial definida pelo ângulo periódico (θ), conforme pode ser visto na Figura 5.4. A periodicidade visa assegurar que ambos os lados das superfícies periódicas do canal tenham elementos de mesmo tamanho e em quantidades idênticas. Este ângulo assume o valor de 45 graus ($N_{pá}$), conforme foi apresentado anteriormente na Tabela 5.1 de especificações da geometria do rotor Wells.

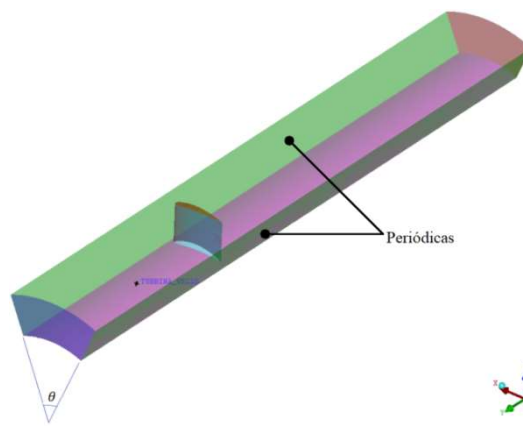
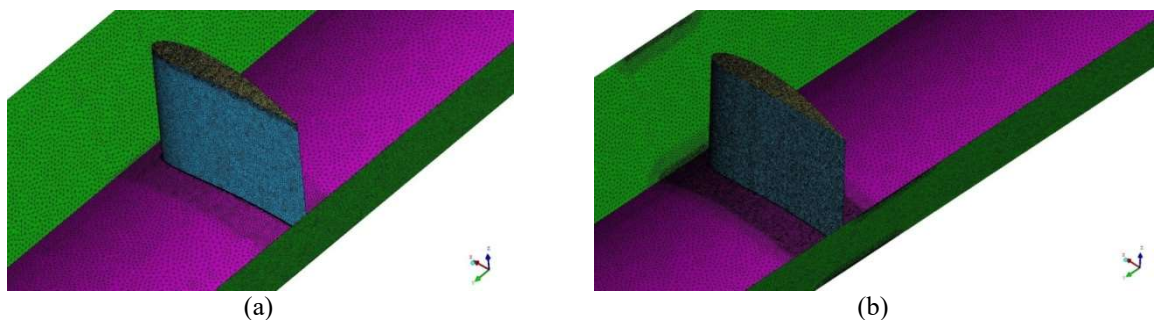


Figura 5.4 – Ângulo $\theta = 45^\circ$ do canal hidráulico periódico da turbina Wells

Com a finalidade de se realizar o estudo de independência de malha pela aplicação do método GCI, três configurações de malha foram geradas, sendo elas denominadas de grosseira, de referência e refinada (Vide Figura 5.5). Para a geração dessas malhas, apenas na região do rotor houve refino, sendo mantidas constantes as características das camadas prismáticas aplicadas nas proximidades da superfície da pá. Com relação ao valor da taxa de refino adotada, ela permaneceu constante no valor de 1,3 durante todo o processo de refino das malhas pelo método GCI.



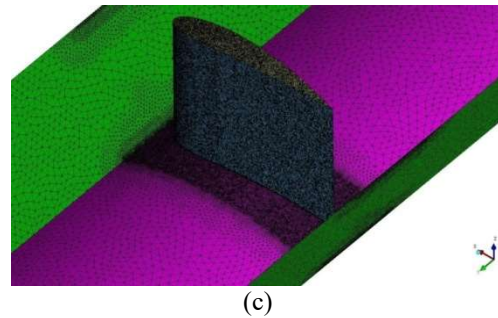


Figura 5.5 – Malhas geradas para o estudo de convergência de malhas pelo método GCI:
(a) Grosseira (b) Referência (c) Refinada

Depois de geradas as três malhas, simulações numéricas do escoamento no canal hidráulico periódico da turbina Wells foram realizadas utilizando cada uma delas. As simulações foram realizadas no *software* comercial FLUENT® e algumas hipóteses referentes ao escoamento foram adotadas, tais como: escoamento em regime permanente, incompressível e isotérmico. Admitiu-se ainda como fluido de trabalho o ar, sendo que tanto para a massa específica como para a viscosidade dinâmica foram adotados os valores de condições padrão fornecidos pelo *software*. Quanto ao método de solução e discretização espacial, na Tabela 5.2 são apresentados os que foram utilizados no presente trabalho.

Tabela 5.2 – Método de solução implementado para o escoamento em regime permanente na turbina Wells

Método de solução
Acoplamento: Pressão-Velocidade
Esquema: SIMPLEC
Discretização espacial
Gradiente: Least Squares Cell Based
Pressão: Standard
Quantidade de movimento: Second OrderUpwind
Energia cinética turbulenta: Second OrderUpwind
Taxa de dissipação específica: Second OrderUpwind

Quanto aos fatores de relaxação foram utilizados os valores padrão fornecidos pelo *software* FLUENT®. Com relação à convergência da solução foram adotados como critérios os valores apresentados pelos resíduos, sendo eles estimados em 1×10^{-4} e a estabilização da curva do momento com comportamento de uma assíntota.

Para realizar as simulações foi utilizado o mesmo valor do coeficiente de vazão que forneceu a máxima eficiência no estudo numérico de Kotb *et al.* (2021), ou seja, $\phi = 0,15$ que por sua vez corresponde a velocidade axial do escoamento de 9,236 m/s.

Para o modelo de turbulência foi adotado o *Realizable $k - \varepsilon$* com tratamento de parede aprimorado ativado. Quanto às condições de contorno que foram utilizadas, estas são apresentadas na Figura 5.6.

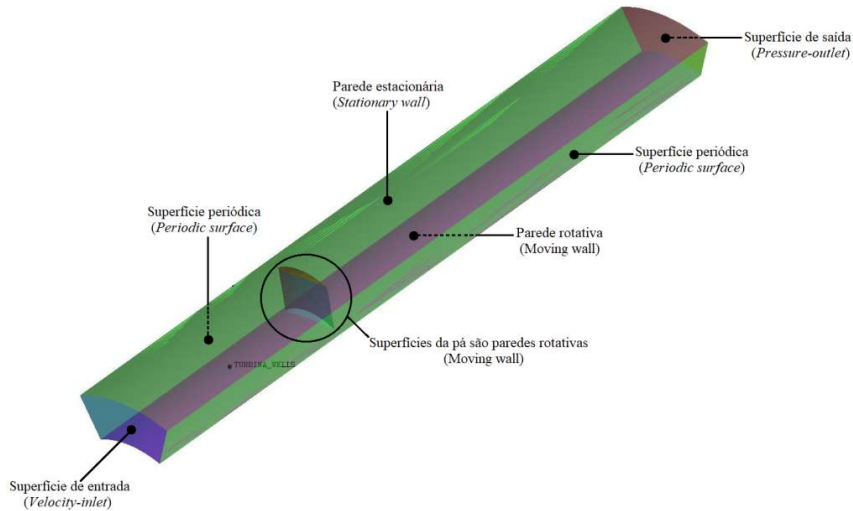


Figura 5.6 – Síntese das condições de contorno aplicadas na validação do modelo da turbina Wells

Ao fim das simulações, dentre os diversos resultados que são fornecidos pelo software, foram obtidos os valores de interesse para o cálculo da eficiência total da turbina, tais como: momento (M^*), vazão volumétrica na entrada do canal (Q^*) e pressão estática tanto na entrada (p_{in}) como na saída (p_{out}) do canal. Entretanto, como as simulações numéricas foram realizadas com o domínio do canal hidráulico periódico, fez-se necessário multiplicar os valores obtidos M^* e de Q^* pelo número de pás ($N_{pá} = 8$) referentes ao domínio completo da turbina Wells. Logo, foram utilizadas as equações listadas abaixo.

- Momento produzido pela turbina Wells, M :

$$M = 8 M^* \quad (5.1)$$

- Vazão volumétrica que atravessa a turbina Wells, Q :

$$Q = 8 Q^* \quad (5.2)$$

- Diferencial de pressão estática total, Δp_o :

$$\Delta p_o = \Delta p + \Delta p_d \quad (5.3)$$

Considerando os domínios de entrada e saída da turbina Wells, Δp_d se refere ao diferencial de pressão dinâmica e Δp se refere ao diferencial de pressão estática. Entretanto, como todo o domínio da turbina possui diâmetro externo constante, igual ao diâmetro interno da carcaça da turbina Wells (D_{ic}), Δp_d é nula e Δp_o resume-se a:

$$\Delta p_o = \Delta p = p_{in} - p_{out} \quad (5.4)$$

Como a eficiência total da turbina Wells é calculada pela Equação 5.6, fez-se necessário obter a velocidade angular da turbina em rad/s conforme apresentado na Equação 5.5.

- Velocidade angular da turbina Wells em rad/s, ω :

$$\omega = \frac{2 \pi n}{60} \quad (5.5)$$

onden é rotação nominal da turbina.

- Eficiência total da turbina Wells, η :

$$\eta = \frac{M \omega}{\Delta_p Q} \quad (5.6)$$

Depois de calculados os valores de eficiência total da turbina Wells, o método GCI pôde então ser aplicado e o resultado fornecido pela utilização do método é apresentado tanto na Tabela 5.3 como na Figura 5.7.

Tabela 5.3 – Resultado da independência de malha pelo método GCI

Classificação da malha	Número de elementos	Eficiência	GCI ₁₂	GCI ₂₃	Assintótica
-	-	(%)	-	-	-
(1) Grosseira	2.561.338	51,4997	-8,184848	-3,52873	0,978752
(2) Referência	3.495.448	53,4489			
(3) Refinada	4.642.844	53,5714			

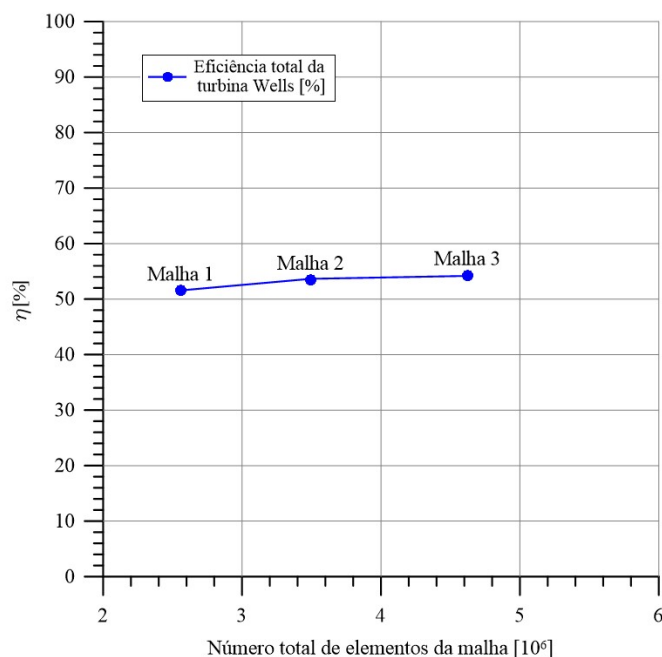


Figura 5.7 – Valores de máxima eficiência total da turbina Wells em função do número de elementos da malha computacional

Da observação dos resultados apresentados na Tabela 5.3 e na Figura 5.7, pôde-se inferir que a malha classificada como de referência (Malha 2) foi capaz de fornecer resultados satisfatórios, já que o uso de malhas com maior grau de refino (Malha 3) não foi capaz de alterar a solução numérica de modo significativo.

Sendo assim, na Tabela 5.4 são apresentadas as principais características da malha de referência escolhida para a validação do modelo numérico da turbina Wells. Já nas Figuras de 5.8 a 4.10 são exibidos detalhes de refino da malha escolhida.

Tabela 5.4 – Características referentes à malha de referência do canal hidráulico periódico da turbina Wells

Características da malha de referência do canal periódico	
Tipo de malha	Não estruturada
Tipo de elemento	Tetraédrico e núcleos hexaédricos
Tamanho máximo dos elementos	Cubo: 0,9 mm Carcaça: 1,0 mm Superfícies periódicas: 5,0 mm Superfície da pá: 0,9 mm Topo da pá: 0,9 mm Extensão do cubo e carcaça: 5,0 mm
Taxa de crescimento dos elementos	1,2
Número de camadas prismáticas	18
Tamanho mínimo dos prismas	0,007 mm
Taxa de crescimento dos prismas	1,2

Tabela 5.4 – Características referentes à malha de referência do canal hidráulico periódico da turbina Wells (Continuação)

Características da malha de referência do canal periódico	
Número de elementos dos domínios periódicos	Entrada: 18.574
	Rotor: 6.404
	Saída: 36.984
Número de nós do canal	1.260.243
Número total de elementos do canal	3.495.448

Nas Figuras de 5.8 a 5.11 são apresentados detalhes da malha de referência escolhida pelo método GCI para a validação numérica da turbina Wells do presente trabalho. Enquanto que nas Figuras 5.12 e 5.13 são apresentados os contornos de y^+ referente ao rotor com as extensões do cubo e o histograma da frequência dos valores de y^+ nas proximidades da superfície da pá do rotor Wells.

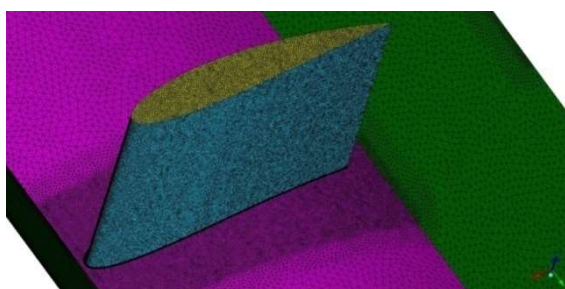


Figura 5.8 – Detalhe do refino da malha tetraédrica na superfície da pá do rotor e no cubo

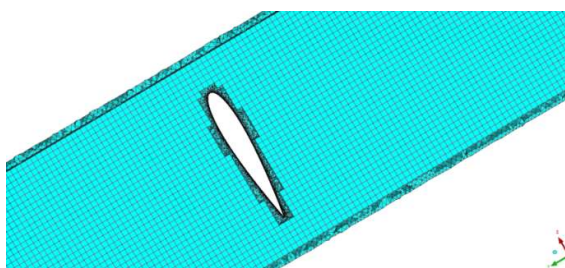


Figura 5.9 – Corte longitudinal do domínio com detalhe dos núcleos hexaédricos

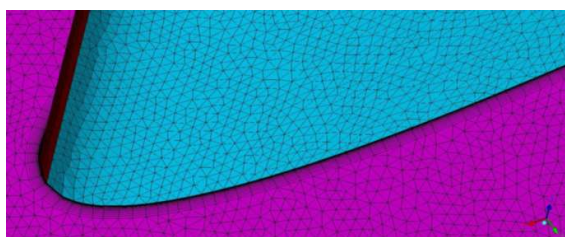


Figura 5.10 – Detalhe das 18 camadas prismáticas aplicadas nas proximidades da superfície da pá do rotor Wells

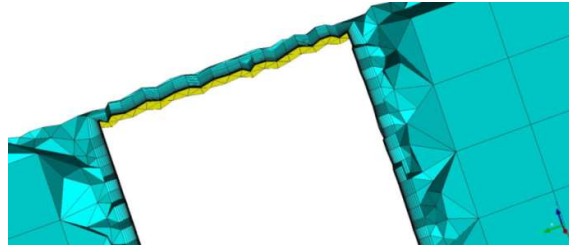


Figura 5.11 – Detalhe das 18 camadas prismáticas ao redor da superfície da pá do rotor

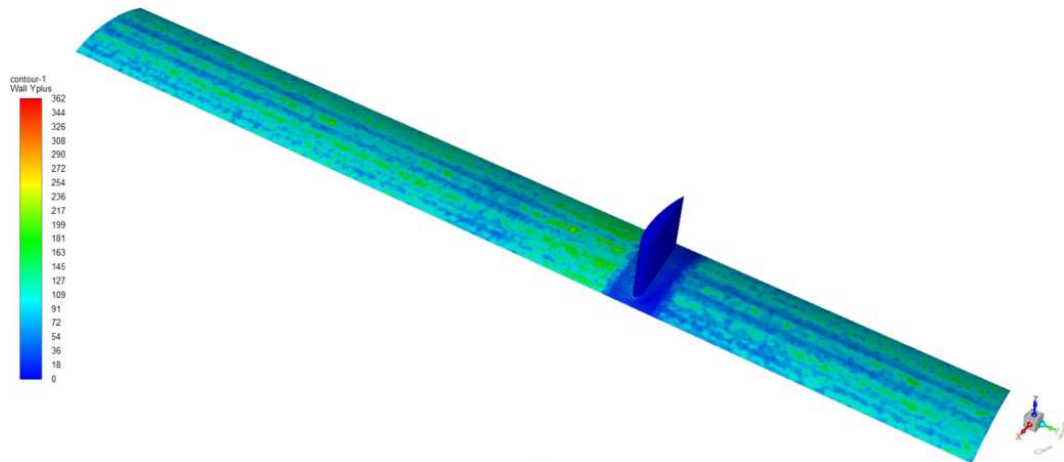


Figura 5.12 – Contornos de y^+ referentes à superfície da pá e ao cubo com suas extensões antes e após o rotor para a malha de referência validada pelo método GCI

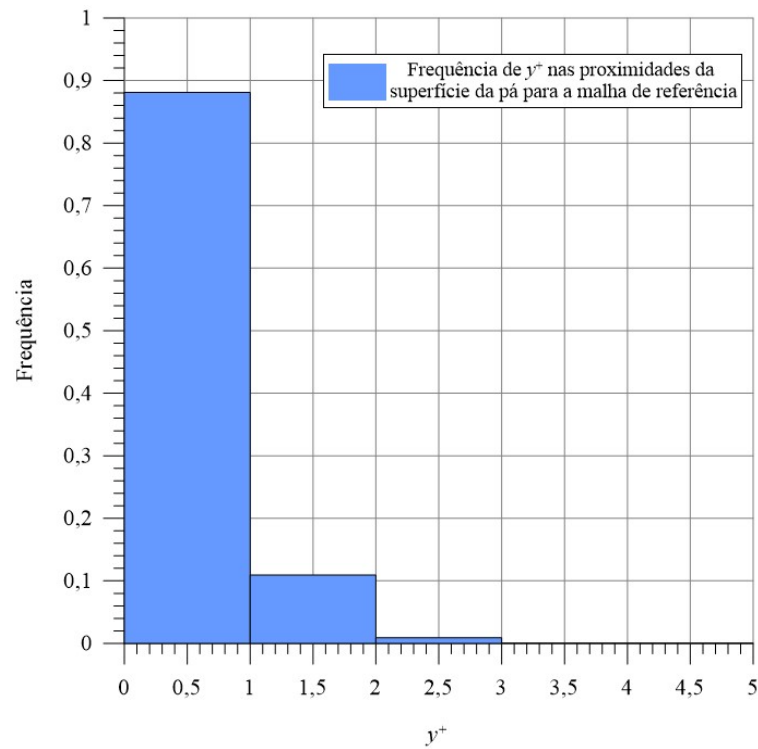


Figura 5.13 – Histograma da frequência de y^+ na superfície da pá do rotor Wells para a malha de referência e coeficiente de vazão $\phi = 0,15$

5.3 Validação numérica do modelo da turbina Wells

Para realizar a validação numérica da turbina Wells, as simulações numéricas do escoamento ocorreram para os valores de coeficiente de vazão que são apresentados na Tabela A1 do Apêndice A. Para a escolha dos valores apresentados levou-se em consideração os estudos de Curran & Gato (1997) e Kotb *et al.* (2021), com o objetivo de comparar os resultados obtidos aos que foram encontrados pelos autores.

Na mesma Tabela A.1 pode ser observado que para cada um dos valores de coeficiente de vazão existe um valor correspondente de velocidade axial do escoamento, sendo ele obtido pela utilização da Equação 5.7.

$$V_A = \phi u \quad (5.7)$$

onde:

- ϕ é o coeficiente de vazão;
- u é a velocidade circunferencial do rotor referente ao topo da pá da turbina Wells;

$$u = \pi D_t n \quad (5.8)$$

sendo:

- D_t o diâmetro referente ao topo da pá da turbina Wells;
- n a rotação nominal da turbina Wells;

Cada um dos respectivos valores de velocidade apresentados na Tabela A.1 é imposto como condição de contorno na superfície de entrada do canal hidráulico periódico da turbina Wells. Após serem realizadas todas as outras configurações necessárias no FLUENT 19.2®, tais como as que foram citadas ao longo do item 5.2, iniciam-se as simulações para a validação numérica do modelo da turbina Wells.

5.3.1 Resultados da validação numérica

Assim como foi feito no item 5.2 para as simulações destinadas ao estudo de independência de malha, ao fim de cada simulação para fins de validação numérica, foram obtidos resultados referentes aos valores de momento (M^*), vazão volumétrica na entrada do canal (Q^*) e pressão estática tanto na entrada (p_{in}) como na saída (p_{out}) do canal. Além da eficiên-

cia total que depende destes valores (Vide Equação 5.6), conforme pode ser observado nas Equações 5.9 e 5.10, os coeficientes de torque e de queda de pressão também dependem destes valores. Vale lembrar que assim como ocorreu para as simulações referentes ao estudo de independência de malha, os valores dos resultados de M^* e Q^* também devem ser multiplicados pelo número de pás da turbina Wells, e a velocidade angular deve ser considerada em rad/s.

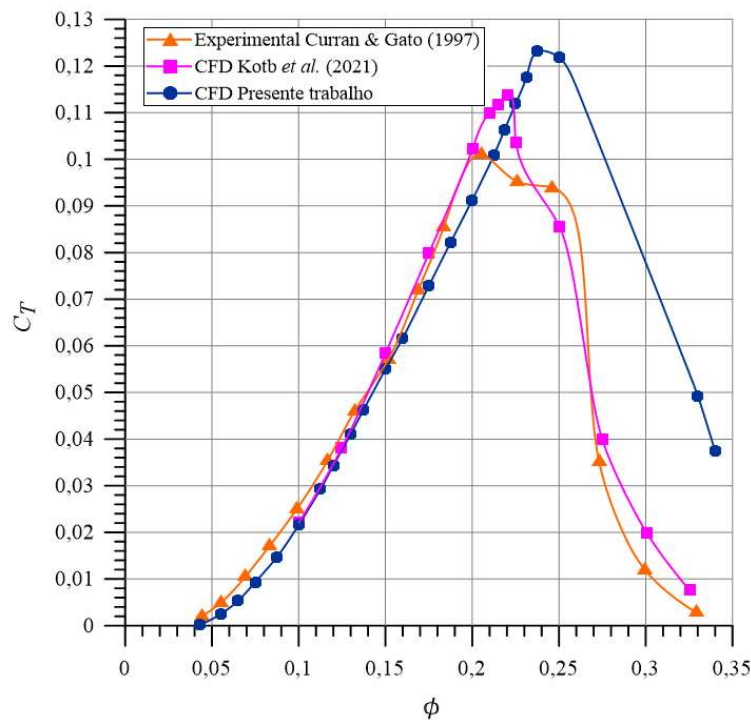
Na Tabela A.2 do Apêndice A, são apresentados os valores já considerando o número de pás e que quando são substituídos nas Equações 5.6, 5.9 e 5.10 possibilitam o traçado das curvas de desempenho mostradas na Figura 5.14.

- Coeficiente de torque da turbina Wells, C_T :

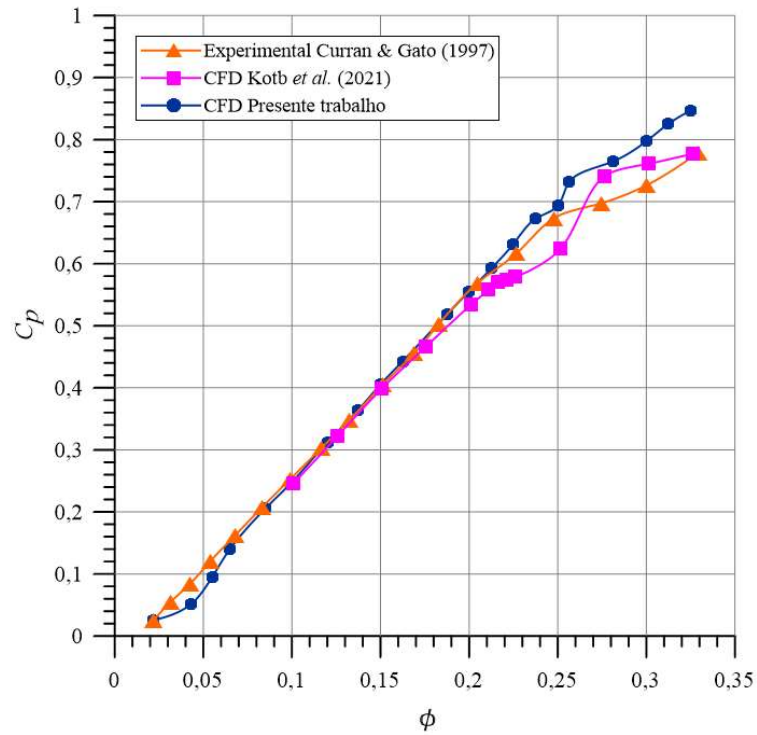
$$C_T = \frac{M}{\rho \omega^2 R_t^5} \quad (5.9)$$

- Coeficiente de queda de pressão da turbina Wells, C_p :

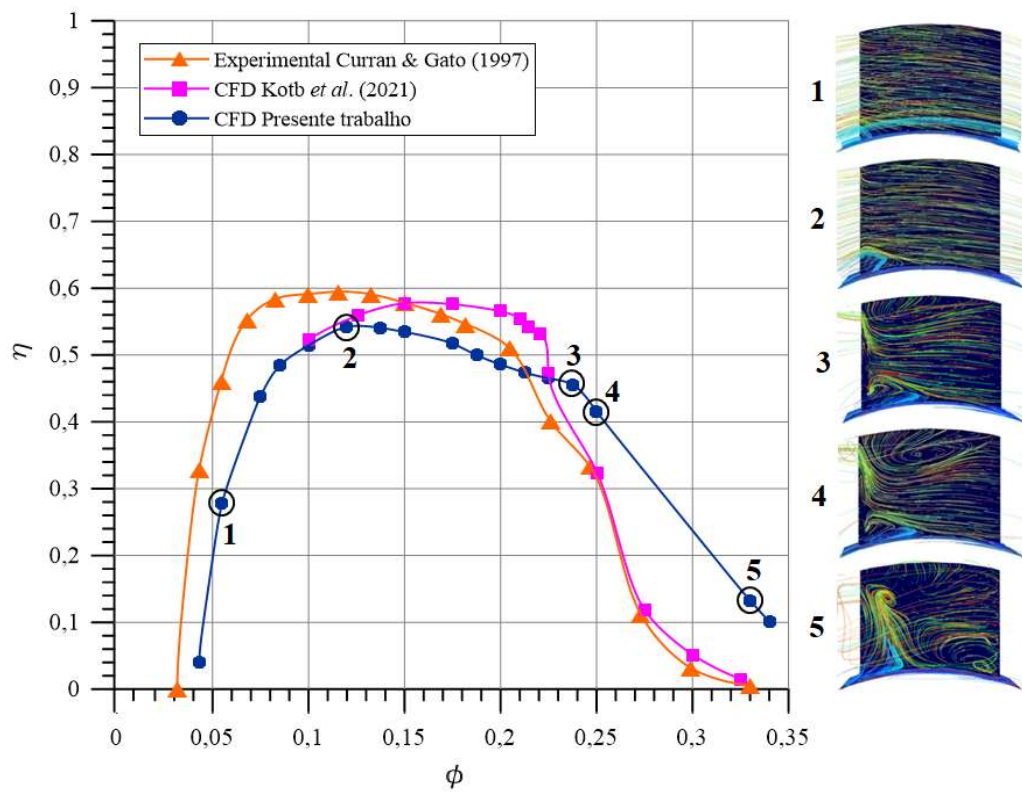
$$C_p = \frac{\Delta p_o}{\rho \omega^2 R_t^2} \quad (5.10)$$



(a)



(b)



(c)

Figura 5.14 –Validação com resultados numérico e experimental disponíveis na literatura para
 (a) Coeficiente de torque (b) Coeficiente de queda de pressão (c) Eficiência com destaque para as
 linhas de correntes no lado de sucção das pás

Na Figura 5.14a, nota-se que, para valores de $\phi < 0,15$ os resultados obtidos de C_T são muito próximos dos que foram encontrados na literatura de referência.

O fenômeno do estol foi levemente adiado, pois enquanto Curran & Gato (1997) e Kotb *et al.* (2021) encontraram o estol em respectivamente $\phi = 0,2053$ e $\phi = 0,2204$, no presente trabalho o estol ocorreu para $\phi = 0,2375$.

O valor máximo de C_T apresentou um ganho de 21,79% em relação ao valor obtido experimentalmente por Curran & Gato (1997) e de 8,39% em relação ao valor encontrado numericamente por Kotb *et al.* (2021). O máximo C_T obtido foi de 0,1231 ao passo que Curran & Gato (1997) e Kotb *et al.* (2021) encontraram 0,1011 e 0,1136 respectivamente.

Após a ocorrência do estol houve dificuldade na obtenção de solução numérica, pois o escoamento encontrava-se em uma região de alta instabilidade, intensa turbulência e forte dinâmica na movimentação dos vórtices. Na Figura 5.15, são apresentadas as linhas de corrente na superfície das pás, onde é possível observar que a partir de $\phi = 0,2375$, há início da separação do escoamento próximo ao bordo de fuga, interação do escoamento de fuga do topo da pá com o escoamento no lado de sucção, aparecimento de fluxo reverso, formação de vórtices e por fim o descolamento do escoamento no lado de sucção da pá. Para analisar os fenômenos que ocorrem nessa região de alta instabilidade, necessariamente as abordagens em regime transiente permitiriam analisar os fenômenos temporais com objetivo de obter médias das variáveis de eficiência. Shaaban & Abdel Hafinz (2012) chegaram até mesmo a afirmar em seus estudos que a abordagem em regime estacionário não é adequada nesta situação.

Quanto às linhas de corrente no lado de pressão da pá, ao observar a Figura 5.15 conclui-se que elas se mantêm praticamente inalteradas e na direção axial para toda a faixa de operação da turbina, apresentando um discreto comportamento radial para $\phi = 0,055$.

Quanto à eficiência conforme pode ser visto na Figura 5.14c, o valor máximo obtido foi de 54,22%, para $\phi = 0,12$, enquanto para Curran & Gato (1997) e Kotb *et al.* (2021) a eficiência máxima encontrada foi de 59,48% e 57,74%, ocorrendo respectivamente para $\phi = 0,1155$ e $\phi = 0,15$. A máxima eficiência apresentou uma redução de 8,84% e 6,09% em relação aos valores obtidos respectivamente por Curran & Gato (1997) e Kotb *et al.* (2021).

Com relação ao coeficiente de queda de pressão total, se observada a Figura 5.14b é notório que o comportamento da curva obtida muito se assemelha as que foram encontradas por Curran & Gato (1997) e Kotb *et al.* (2021). Para valores intermediários de coeficiente de vazão ($0,10 \leq \phi \leq 0,16$) os valores obtidos são muito próximos dos que foram encontrados pelos autores. A divergência de valores é mais acentuada na região correspondente ao estol e

mais suave para baixos valores de ϕ . Entretanto mesmo nas extremidades da faixa operacional da turbina o comportamento da curva obtida se mostra mais condizente com a curva experimental do que a numérica obtida por Kotb *et al.* (2021). Conforme pode ser observado ainda na Figura 5.14b, mesmo na região de estol foi possível obter resultados satisfatórios para C_p , pois este depende só da variação de pressão na entrada e saída do domínio, da rotação e raio da turbina.

Salienta-se que as linhas de corrente apresentadas na Figura 5.15 foram analisadas para vazões parciais ($\phi = 0,055$), nominal de máxima eficiência ($\phi = 0,12$), nominal de máximo coeficiente de torque ($\phi = 0,2375$) e na região de estol ($0,25 \leq \phi \leq 0,33$).

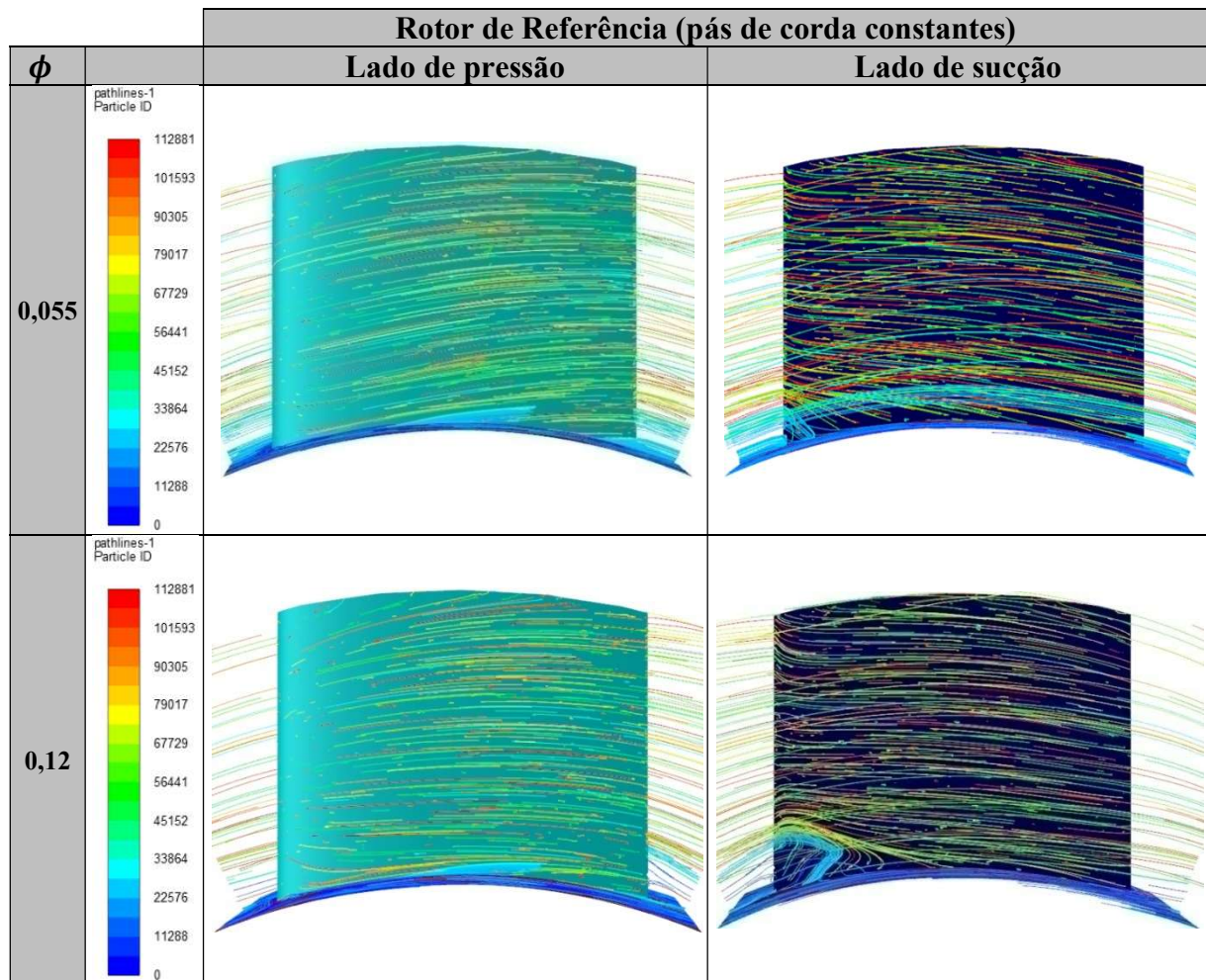


Figura 5.15 – Linhas de corrente na superfície da pá para os lados de pressão e sucção do rotor da turbina Wells

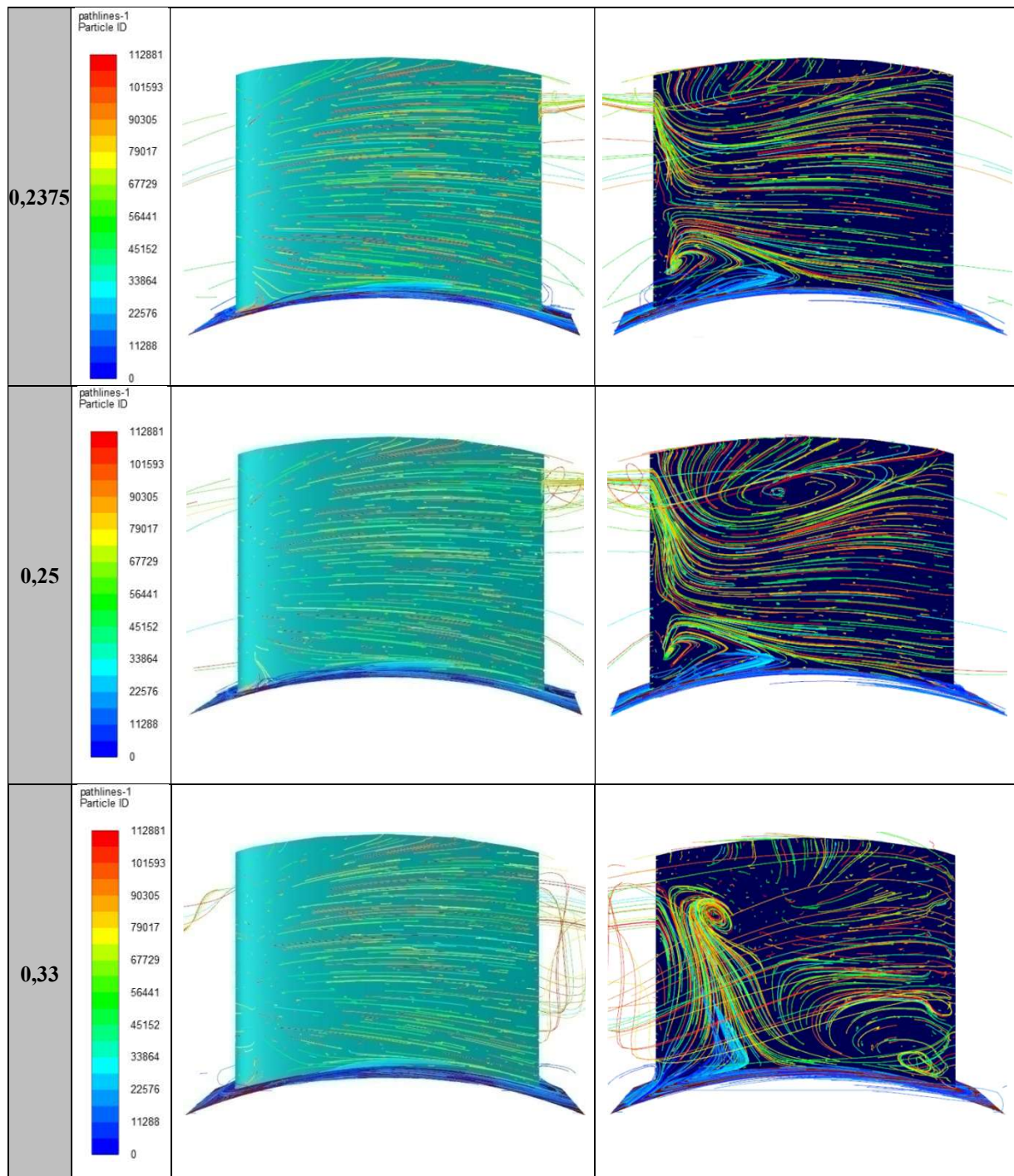


Figura 5.15 – Linhas de corrente na superfície da pá para os lados de pressão e sucção do rotor da turbina Wells (Continuação)

Na Figura 5.16 são apresentados os contornos de turbulência nos planos que interceptam as pás da turbina nas respectivas altura de 5%, 50% e 85%. Verificando-se que a intensidade da turbulência cresce em direção ao topo da pá para este tipo de geometria.

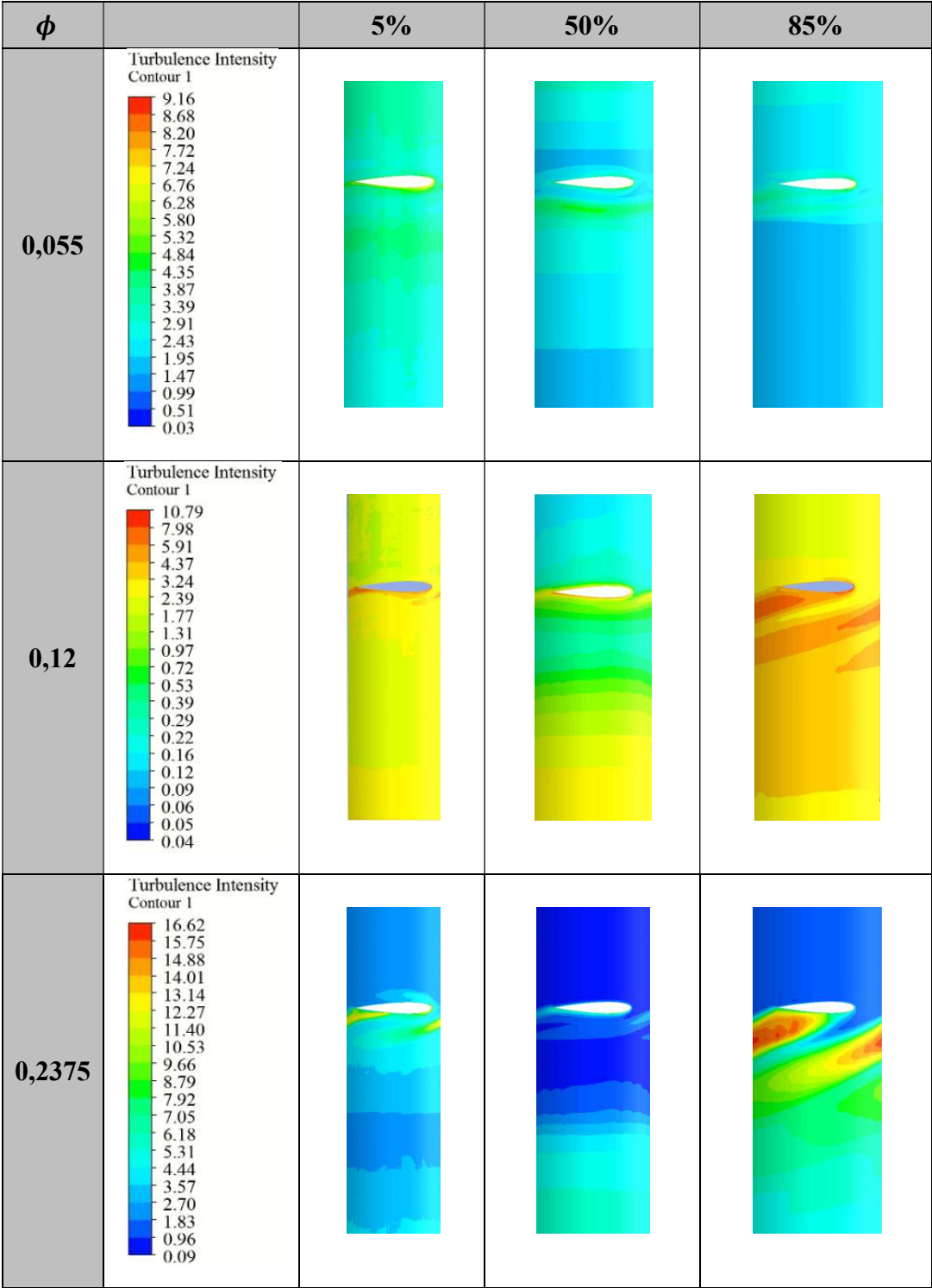


Figura 5.16 – Contornos de intensidade de turbulência nos planos a 5%, 50% e 85% da altura da pá

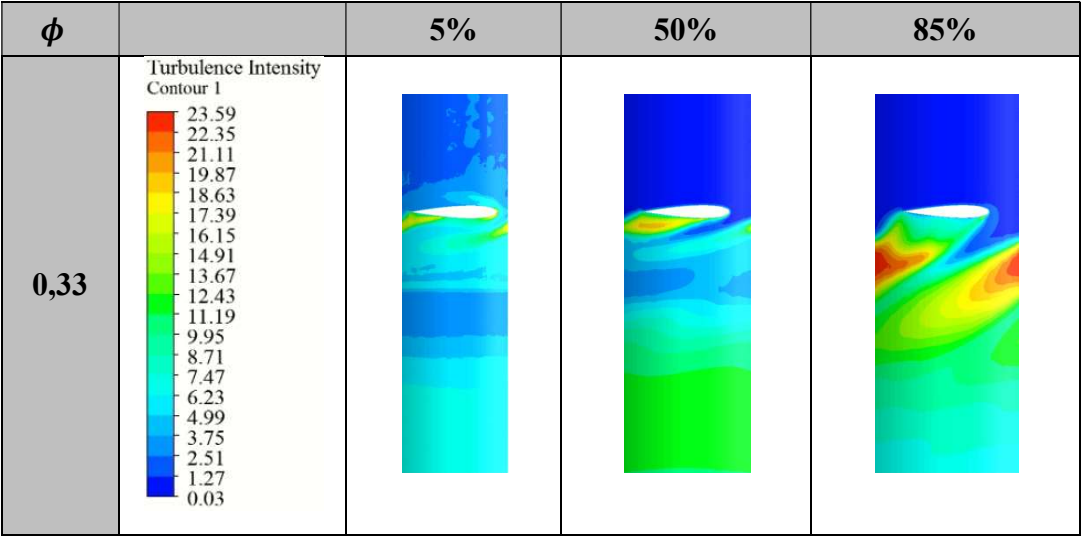


Figura 5.16 – Contornos de intensidade de turbulência nos planos a 5%, 50% e 85% da altura da pá (Continuação)

CAPÍTULO 6

OTIMIZAÇÃO DO ROTOR WELLS

Neste capítulo, primeiramente é apresentada a metodologia de otimização com base na geração de plano de experimentos a partir de uma distribuição fatorial, onde as variáveis geométricas a serem otimizadas são a espessura e a distribuição do comprimento da corda no meio e no topo da pá (plano radial na altura média e topo). Resultados do coeficiente de torque e eficiência são analisados verificando-se por meio de uma análise estatística de sensibilidade qual variável de projeto tem maior influência sobre o desempenho da turbina.

Na sequência são apresentados gráficos de superfície que relacionam os coeficientes de desempenho com as variáveis de projeto mais significativas, para finalmente determinar uma geometria ótima de pá, que proporcione a maximização do coeficiente de torque.

6.1 Parametrização da geometria

Por mais simples que seja um processo de otimização, este demanda um tempo computacional considerável para a geração das geometrias e das malhas computacionais, sendo que quanto maior for o número de variáveis e o tamanho da população envolvida no processo de otimização, maior será o tempo gasto. A fim de amenizar parte do tempo envolvido neste processo, optou-se pela automatização parcial do processo de geração da geometria e da malha computacional. Para isso foi criado um *script* (roteiro) de comandos em linguagem Tcl/Tk para ser interpretado pelo *software* ICEM-CFD 19.2[®]. O *script* é um arquivo com comandos executáveis para geração de pontos, curvas, superfícies e também de parâmetros de malha. Uma pequena parte do *script* do arquivo script.rpl, utilizado no presente trabalho para a geração da geometria e da malha computacional, é apresentado na Figura 6.1.

```
#####
##### Script para geração de geometria e malha do canal periódico da turbina Wells #####
#####
#
#####Construção do perfil que compõe a pá da turbina Wells#####
1. set p1x 0.36
2. set p2x 0.36
3. set espessura1 1.0
4. set corda1 1.0
5. set espessura2 1.0
6. set corda2 1.0
7. ic geo_cre_geom_input C:/Users/Particular/Desktop/WellsTurbine/coordenadas_perfil_NACA0015.txt 0.001 input PNTS pnt CRVS crv SURFS srf
8. ic_boco_solver
9. ic_boco_clear_icons
10. ic_csystem_display all 0
11. ic_csystem_set_current global
12. ic_boconastran_csystem reset
13. ic_set_global geo_cad 0 toptol_userset
14. ic_set_global geo_cad 0.06 toler
15. ic_set_global geo_cad 0.06 toler
16. ic_geo_new_family GEOM
17. ic_boco_set_part_color GEOM
18. ic_curve_split GEOM crv.00 {crv0 pnt9 pnt191}
19. ic_delete_geometry curve names {crv0 crv0.7}0.1
20. ic_set_dormant_pickable curve 0 {}
21. ic_set_global geo_cad 0.06 toler
22. ic_delete_geometry curve names crv.01 0
23. ic_curve_point PNTS crv.01 {pnt9 pnt191}
24. ic_delete_geometry points names {pnt200 pnt199 pnt198 pnt197 pnt196 pnt195 pnt194 pnt193 pnt192 pnt8 pnt7 pnt6 pnt5 pnt4 pnt3 pnt2 pnt1 pnt0}
25. ic_set_dormant_pickable point 0 {}
26. ic_set_global geo_cad 0.06 toler
27. ic_point{} PNTS pnt00 pnt9+(pnt191 pnt9)*(0.5)
28. ic_point{} PNTS pnt01 pnt99+(pnt00 pnt99)*(0.5)
##### Empilhamento dos perfis ao longo do eixo Z para construção da pá da turbina Wells #####
```

Figura 6.1– Parte inicial do arquivo *script.rpl* utilizado para geração de geometria e malha computacional

No trecho do *script* (Figura 6.1), nas linhas de 3 a 6 são apresentadas as variáveis geométricas que foram habilitadas (espessura e comprimento da corda do perfil) para modificação de seus valores, com o propósito de gerar novas geometrias para o processo de otimização. Nas linhas de 3 a 6, os índices 1 e 2, utilizados para as variáveis espessura e comprimento da corda, referem-se, respectivamente, ao raio médio e ao raio do topo da pá. O *script* também

realiza a leitura de um arquivo texto (linha 7) que contém os pontos de coordenadas (x,y) que compõem o perfil NACA 0015 e faz a união destes pontos através da construção de uma curva, conforme pode ser observado na Figura 6.2

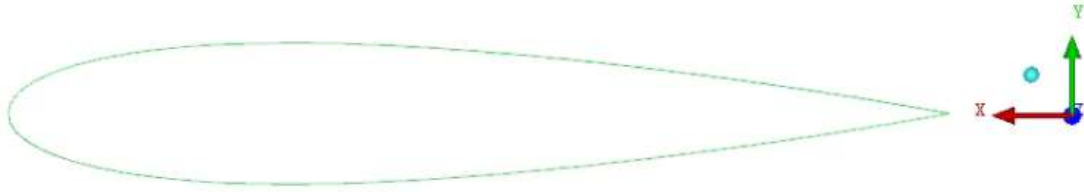


Figura 6.2 – Construção do perfil que compõe a pá do rotor da turbina Wells através da utilização do script.rpl

Para a otimização da turbina Wells, ao invés de se utilizar uma pá com bordo de fuga pontiagudo, optou-se pela utilização de um bordo de fuga com 0,8932 mm de espessura. Para a correção dessa geometria no bordo de fuga, no próprio *script* foram eliminados alguns pontos de coordenadas (x,y) do perfil aerodinâmico NACA 0015. Depois de eliminados os pontos, no vão resultante que corresponde à espessura desejada para o bordo de fuga é construída uma aresta, conforme é apresentado na Figura 6.3.

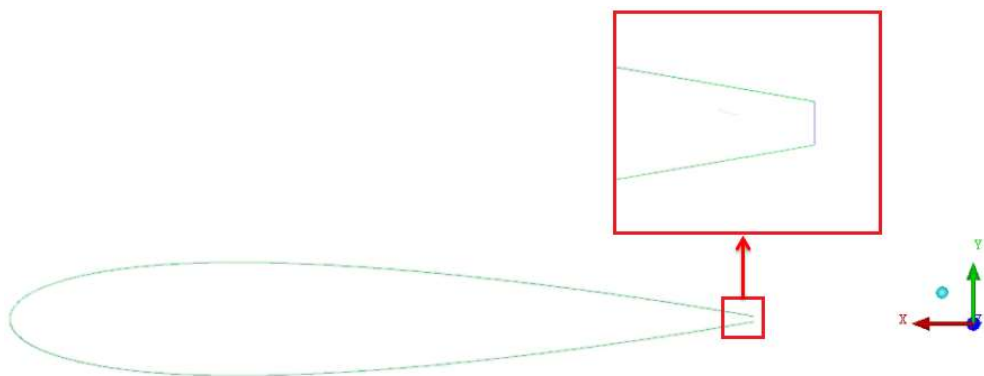


Figura 6.3 – Construção da aresta que forma o bordo de fuga da pá através da utilização do script.rpl

Com exceção do bordo de fuga, que foi corrigido e das variáveis geométricas habilitadas para otimização, toda a geometria restante do rotor e do canal periódico da turbina Wells apresentada no Capítulo 5 mantiveram-se constantes para o processo de otimização.

Na Figura 6.4, é mostrada a pá do rotor da turbina Wells de espessura e comprimento da corda constantes ao longo de todo o comprimento da altura da pá, com bordo de fuga de espessura 0,8932 mm, construída pela utilização do script.rpl.

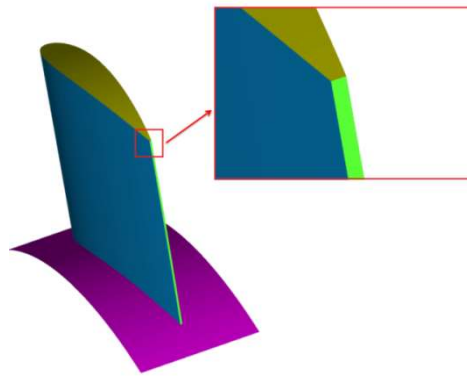


Figura 6.4 – Detalhe do bordo de fuga da pá do rotor Wells

A escolha pelo bordo de fuga não pontiagudo foi visando a melhor adaptação da malha computacional nessa região da pá, a inserção de camadas prismáticas no bordo de fuga e a facilidade do processo de fabricação das pás de turbinas.

Para as variáveis geométricas de projeto, foram estabelecidos os limites laterais apresentados na Tabela 6.1. Sendo esses limites apresentados na forma parametrizada com relação às dimensões utilizadas na turbina Wells de referência validada numericamente no Capítulo 5.

Tabela 6.1 – Limites laterais estabelecidos para as variáveis geométricas de projeto da turbina Wells

Variável geométrica de projeto	Limite inferior	Limite superior
C1	0,9	1,2
C2	1,0	1,4
ESP1	0,9	1,1
ESP2	1,0	1,3

Escolhidos os limites laterais, definiu-se uma população de dados sendo utilizado para isso um plano de experimentos (*Design of Experiments*, DOE). O plano de experimentos pode ser gerado de diversas formas, sendo as mais comuns: randômico (ou aleatório), plano fatorial completo, hipercubo latino, dentre outros. No presente trabalho optou-se pelo plano fatorial completo com 3 níveis.

Uma vez estabelecidos os limites laterais, o tipo de geração do plano e os níveis, uma população com 81 combinações de comprimentos das cordas e espessuras foi gerada, conforme pode ser visto na Tabela B.1 do Apêndice B. Logo, essas 81 combinações foram inseridas manualmente no *script*, resultando assim na geração de 81 geometrias distintas. Para as 81 combinações, é possível notar que foram gerados alguns padrões de geometria conforme é apresentado nas Figuras 6.5 e 6.6. Logo, para cada formato de pá apresentado na Figura 6.5,

são impostas as 9 combinações de espessura na Figura 6.6, totalizando assim as 81 combinações.

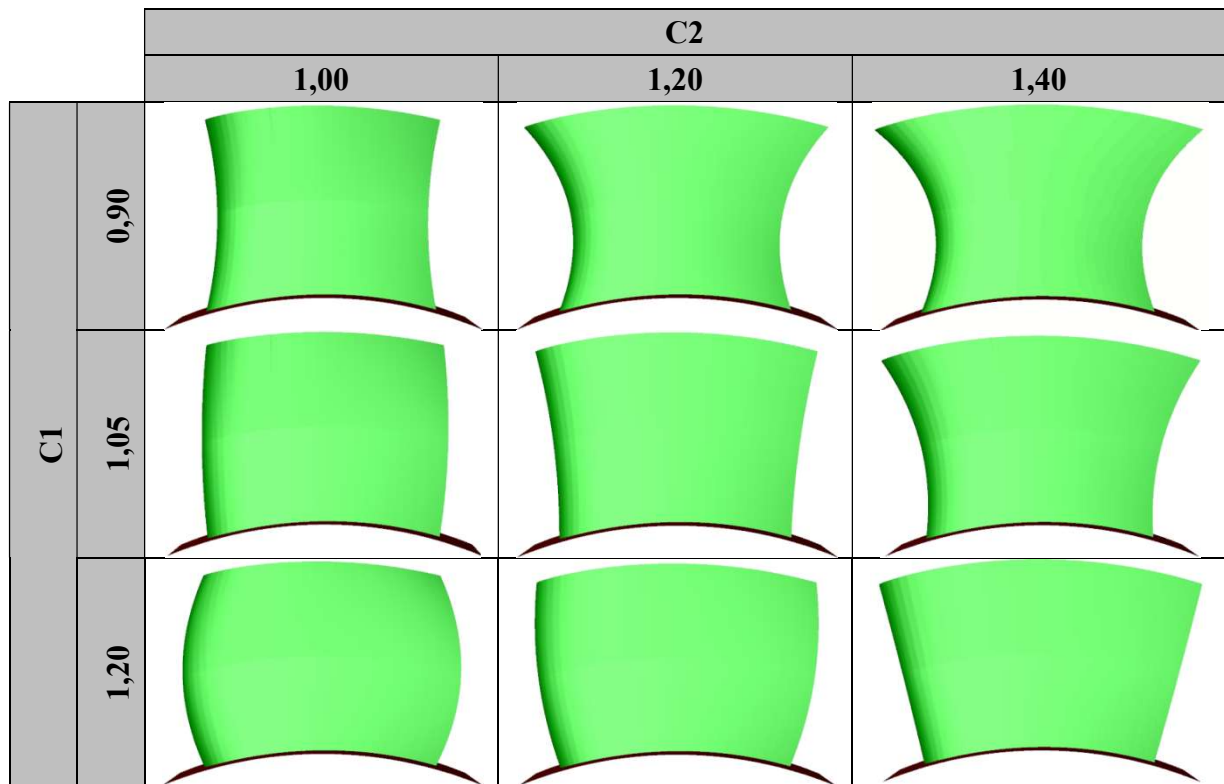


Figura 6.5 – Formatos de geometria de pá estabelecidos pelo plano de experimentos (DOE) considerando apenas a variação dos comprimentos das cordas

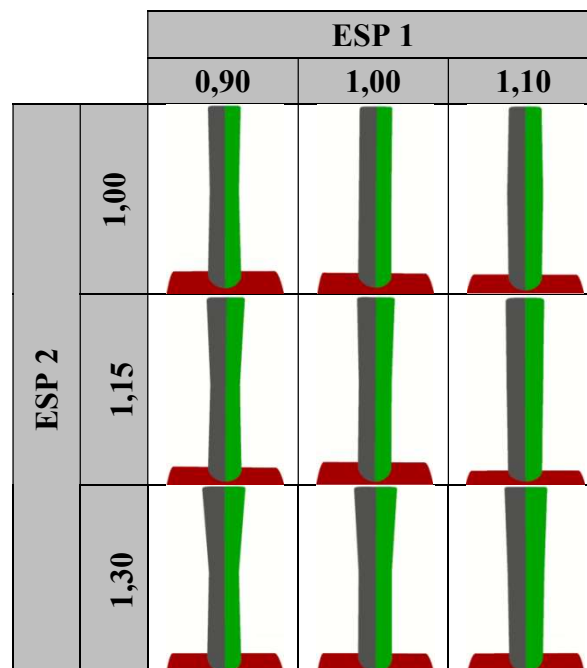


Figura 6.6 – Formatos de geometrias de pás estabelecidos pelo plano de experimentos (DOE) considerando apenas a variação das espessuras

6.2 Geração da malha computacional

O mesmo *script* utilizado para a geração da geometria, também foi utilizado para a geração da malha computacional, sendo mantidas todas as características da malha de referência (Malha 2). O *script* também permite a introdução de camadas prismáticas no bordo de fuga e em toda a superfície da pá. Na região do bordo de fuga o tamanho máximo dos elementos tetraédricos é de 0,089 mm com 18 camadas prismáticas de tamanho mínimo de 0,007 mm e fator de crescimento de 1,2. Detalhes da malha gerada para uma das 81 combinações criadas pelo plano de experimentos são apresentados nas Figuras de 6.7 a 6.10. Para cada uma das malhas, foram gerados os seus respectivos arquivos de extensão .msh que foram exportados manualmente para o *software* de simulação numérica FLUENT 19.2®.

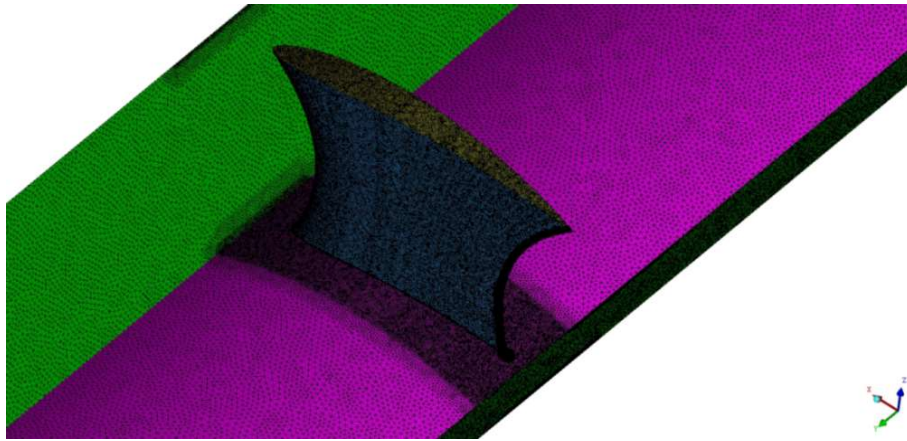


Figura 6.7 – Detalhe do refino da malha tetraédrica gerada pelo *script* para o DOE 21

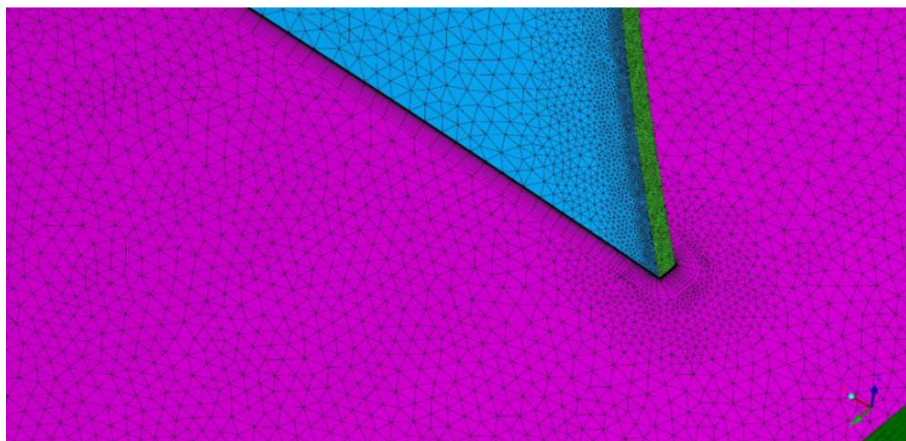


Figura 6.8 – Detalhe do bordo de fuga com camadas prismáticas nas proximidades da pá do rotor Wells

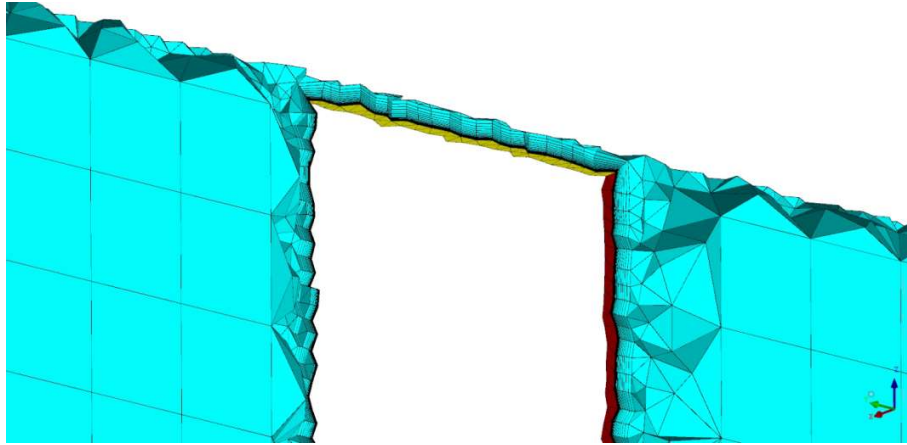


Figura 6.9 – Detalhe das 18 camadas prismáticas nas proximidades da pá do rotor Wells

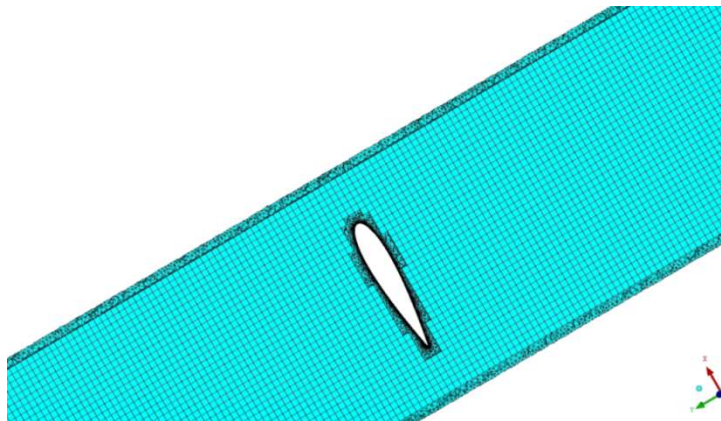


Figura 6.10 – Detalhe da malha tetraédrica com núcleos hexaédricos

6.3 Simulação numérica do escoamento

Todas as condições de contorno aplicadas para a validação do modelo da turbina Wells apresentadas no Capítulo 5 também foram aplicadas para as simulações numéricas do escoamento no presente capítulo. Assim como também se mantiveram constantes: o modelo de turbulência, os esquemas numéricos e de interpolação, bem como os métodos de controle da solução numérica.

6.3.1 Procedimentos da Simulação Numérica

As simulações numéricas do escoamento foram realizadas para o valor de coeficiente de vazão que proporcionou o máximo coeficiente de torque para o modelo da turbina validada no Capítulo 5, ou seja, $\phi = 0,2375$, que por sua vez corresponde à velocidade axial do escoamento $c = 14,6241$ m/s. Sendo assim, para cada uma das 81 simulações numéricas este valor ficou estabelecido como a velocidade de entrada do escoamento no domínio do canal periódico da turbina Wells.

6.3.2 Resultados da simulação numérica

Na Tabela B.2 do Apêndice B, são apresentados os resultados dos coeficientes de desempenho adimensionais para as diversas geometrias de turbina Wells geradas pela utilização das combinações fornecidas pelo plano de experimentos.

De posse dos resultados apresentados na Tabela B.2, através da utilização do *software* estatístico Jamovi® versão 2.2.5, foi possível quantificar o grau de influência das variáveis geométricas de projetos sobre os parâmetros de desempenho analisados, ou seja, sobre a eficiência, o coeficiente de torque e a as perdas de pressão da turbina. Para que essa análise pudesse ser feita, bastou importar para o ambiente de trabalho do Jamovi® a planilha de dados de extensão.xlsx contendo todas as 81 combinações do arquivo DOE com os respectivos resultados de desempenho obtidos para cada uma delas. Depois de importar a tabela, no ambiente de trabalho do *software*, foi selecionada a sequência de opções: Regressão > Matriz de correlação > Coeficiente de Pearson > Reportar significância > Hipótese de correlação. Feito isto, o *software* correlaciona os dados e disponibiliza como resultado o valor do coeficiente de Pearson's e o *p-value*, conforme é mostrado na Tabela 6.2

Tabela 6.2 – Coeficiente de Pearson's para as variáveis geométricas de projeto em relação aos coeficientes de desempenho adimensionais da turbina Wells

Parâmetros de desempenho	Coeficientes	Variáveis geométricas de projeto			
		C1	C2	ESP1	ESP2
C_T	Pearson's	0,156	0,490	0,062	0,066
	<i>p-value</i>	0,165	<0,001	0,581	0,558
C_p	Pearson's	0,580	0,238	0,038	0,042
	<i>p-value</i>	<0,001	0,033	0,738	0,707
η	Pearson's	-0,796	0,414	0,044	0,035
	<i>p-value</i>	<0,001	<0,001	0,705	0,759

Para analisar os resultados estatísticos disponibilizados pelo *software*, é preciso saber interpretar corretamente o coeficiente de Pearson's. Este coeficiente varia de -1 a $+1$, sendo que os sinais positivo e negativo indicam a direção da relação entre as variáveis, enquanto que o valor numérico mostra a intensidade da força com que elas se correlacionam. Uma correlação perfeita é dada por -1 ou 1 , ao passo que 0 indica a ausência de correlação. Mas devido a dificuldade de se obter valores exatos como -1 , 1 ou 0 , alguns estudos propuseram uma faixa

de valores de referência, como por exemplo Cohen (1988) que classificou como sendo fraca a faixa de 0,10 – 0,29, média a de 0,30 – 0,49 e forte a de 0,50 – 1,00 (Figueiredo Filho & Silva Junior, 2009). Quanto ao *p-value*, este é utilizado para determinar se o coeficiente de correlação é estatisticamente significativo. Logo, deve-se comparar o *p-value* com o nível de significância adotado, sendo comumente adotado um nível de 0,05. Caso o *p-value* seja superior ao nível de significância, diz-se que a correlação não é estatisticamente significativa, e caso seja inferior diz-se que é estatisticamente significativa (MINITAB®20, 2022).

Considerando a interpretação apresentada no parágrafo anterior, ao observar a Tabela 6.2, fica claro que as variáveis ESP1 e ESP2 não são estatisticamente significativas sobre os coeficientes de desempenho, pois o *p-value* é superior a 0,05.

São consideradas variáveis estatisticamente significativas por apresentarem *p-value* inferior a 0,05: a C2 em relação ao coeficiente de torque, a C1 em relação ao coeficiente de pressão e, por fim, ambas as variáveis em relação a eficiência.

Levando em conta apenas as variáveis significativas, com relação à intensidade da relação e sua direção pode-se afirmar que:

- A C2 tem intensidade moderada (Pearson's = 0,49), sendo diretamente proporcional ao coeficiente de torque (Pearson's positivo);
- A C1 tem intensidade forte (Pearson's = 0,58), sendo diretamente proporcional ao coeficiente de pressão (Pearson's positivo);
- Com relação a eficiência a C1 tem intensidade forte (Pearson's = -0,796) e C2 tem intensidade moderada (Pearson's = 0,414), sendo a C1 inversamente proporcional (Pearson's negativo) e a C2 diretamente proporcional (Pearson's positivo).

Logo, os resultados da análise estatística mostraram que as variáveis de projeto, C1 e C2 são influentes sobre o desempenho da turbina, sendo na Figura 6.11 apresentados graficamente os resultados obtidos para o coeficiente de torque e a para a eficiência em função dessas variáveis.

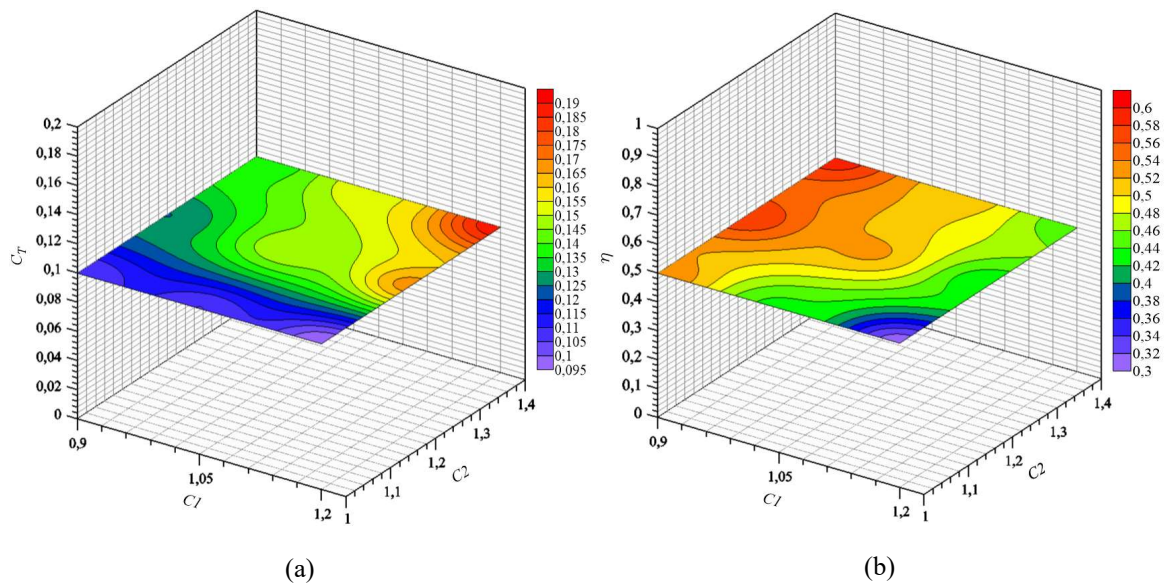


Figura 6.11 – Isosuperfícies resultantes das simulações utilizando o DOE:
(a) Coeficiente de torque (b) Eficiência

Analisando os gráficos das Figuras 6.11 nota-se que os valores máximos de coeficiente de torque e de eficiência ocorreram respectivamente nas regiões dos limites laterais superior e inferior da variável C_1 . Com relação a variável C_2 , tanto a eficiência como o coeficiente de torque apresentam o melhor desempenho para valores que se aproximam do limite lateral superior.

Como o melhor desempenho, tanto de coeficiente de torque como o de eficiência coincidiram com os limites laterais estabelecidos, uma nova população de dados foi gerada com o intuito de achar um ótimo local distante dos limites que foram inicialmente estabelecidos para o DOE.

Para a determinação da nova população não foi apenas considerado os resultados globais numéricos obtidos pela simulação computacional, mas também foi realizado uma análise local do comportamento das linhas de corrente.

Para cada grupo estabelecido em função do modelo padrão de formato da pá, identificou-se o DOE que proporcionou o maior coeficiente de torque com a respectiva eficiência obtida conforme é apresentado na Tabela 6.3.

Tabela 6.3 – Lista dos DOE's que apresentaram os maiores valores para o coeficiente de torque com a respectiva eficiência obtida

Grupo	Nº DOE	C_T	η
1	2	0,108622	0,542051
2	11	0,132056	0,589908
3	18	0,136771	0,594939
4	29	0,111235	0,449688
5	37	0,152739	0,528478
6	45	0,168015	0,540991
7	56	0,105105	0,362757
8	65	0,189136	0,456988
9	73	0,224357	0,468690

Da análise da Tabela 6.3 verifica-se que para os números de DOE 29 e 56, tanto o coeficiente de torque como a eficiência, são inferiores aos valores obtidos pela validação da turbina Wells de referência ($C_T = 0,123138$ e $\eta = 45,5922$). O DOE 2 apesar de apresentar uma melhora de eficiência, o coeficiente de torque produzido ainda é inferior ao da turbina de referência. Os demais experimentos, 11, 18, 37, 45, 65 e 73 apresentam melhora para ambos os parâmetros de desempenho, porém ao analisar as linhas de corrente apresentadas na Figura 6.12, é possível observar que somente para os DOE 11 e 18 as linhas estão melhores aderidas na superfície de sucção das pás, enquanto que para os demais o escoamento está nitidamente perturbado, com a interação do escoamento devido à folga no topo da pá com o lado de sucção, início de separação do escoamento e geração de pequenos vórtices, principalmente na região próxima ao cubo do rotor. Entretanto, se comparados os DOE 11 e 18, o melhor desempenho ocorreu para o DOE 18 fazendo com ele fosse estabelecido como ponto de partida para a determinação da nova população de dados.

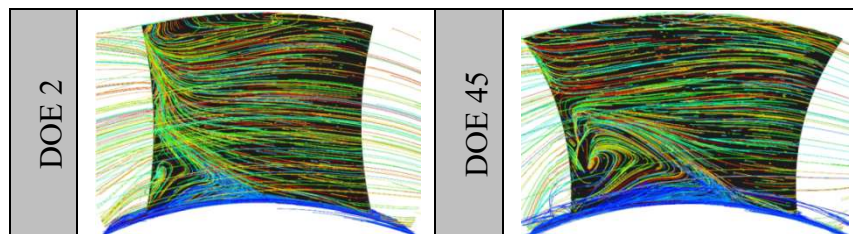


Figura 6.12 – Linhas de corrente no lado de sucção da pá para as combinações de DOE que proporcionaram os melhores valores de coeficiente de torque

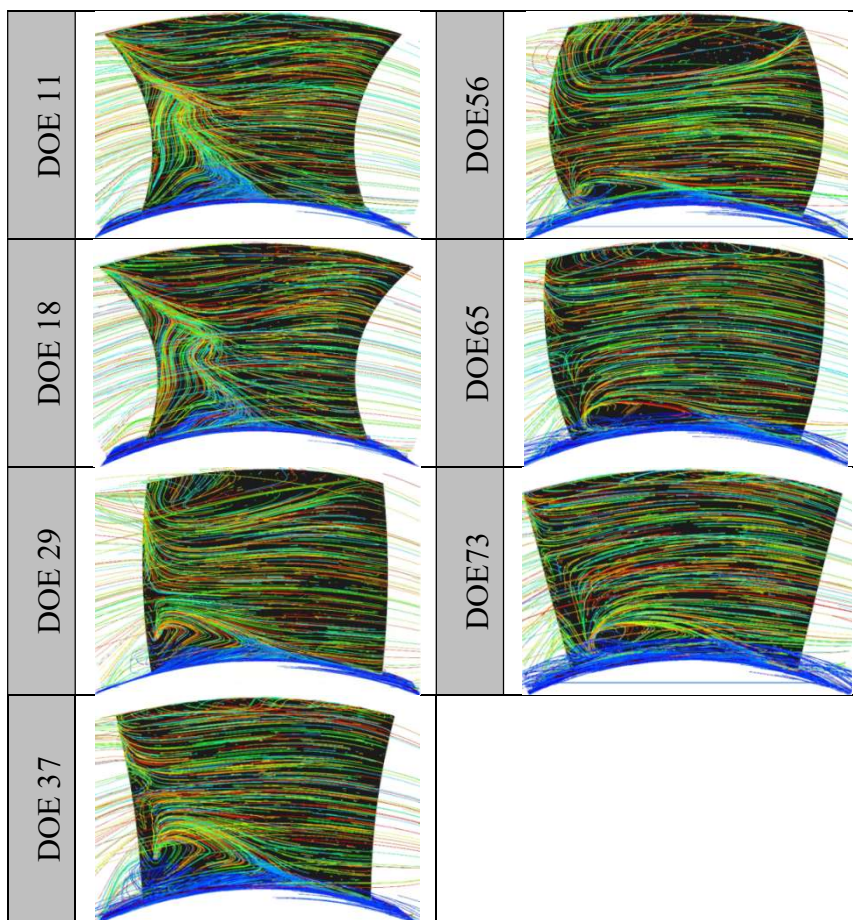


Figura 6.12 – Linhas de corrente no lado de sucção da pá para as combinações de DOE que proporcionaram os melhores valores de coeficiente de torque (Continuação)

6.3.3 Determinação da nova população

Considerando os resultados apresentados e discutidos no Item 6.3.2, novos limites laterais foram estabelecidos para as variáveis C1 e C2, conforme pode ser visto na Tabela 6.4.

Com relação à espessura da pá, tendo em vista que sua influência é estatisticamente pouco significativa sobre o desempenho da turbina, optou-se por adotar os mesmos valores de espessura utilizados pelo DOE 18 que forneceu o melhor desempenho dentre as 81 combinações. Logo, as variáveis ESP1 e ESP2 foram fixadas respectivamente em 0,90 e 1,00.

Tabela 6.4 – Limites laterais estabelecidos para as cordas considerando o novo plano de experimentos

Variável geométrica de projeto	Limite inferior	Limite superior
C1	0,60	0,95
C2	1,40	1,60

Com objetivo de encontrar os valores máximos de eficiência e de coeficiente de torque ampliou-se os limites laterais em torno do experimento DOE 18 que forneceu o melhor de-

sempenho. Entretanto, ao invés de se construir uma nova população, optou-se somente por variar de intervalos de 0,05 os valores das variáveis de projeto C1(0,95; 0,90; 0,85; 0,80; 0,75; 0,70; 0,65; 0,60) e C2(1,40; 1,45; 1,50; 1,55; 1,60).

Os resultados de coeficiente de torque e eficiência obtidos para nova população de dados são apresentados na Tabela 6.5, entretanto os valores que se encontram fora da faixa operacional da turbina, mais precisamente que correspondem a região do estol, foram omitidos da tabela. O critério para a omissão dos resultados baseou-se na queda acentuada do coeficiente de torque, sendo este comportamento típico de regiões do estol (separação massiva) devido a perda repentina da sustentação com forte descolamento da camada limite da superfície da pá.

Tabela 6.5 – Nova população com os respectivos resultados de máximo coeficiente de torque e eficiência correspondente

Teste	C1	C2	C_T	η
01	0,95	1,4	0,1459	0,581376
02		1,45	0,1496	0,583618
03		1,5	0,0589	0,313781
04	0,90	1,45	0,1383	0,596212
05		1,5	0,1395	0,597399
06		1,55	0,1409	0,597749
07		1,6	0,0582	0,332335
08	0,85	1,4	0,1266	0,605711
09		1,45	0,1286	0,608569
10		1,5	0,0653	0,400777
11	0,80	1,4	0,1177	0,615558
12		1,45	0,1180	0,614619
14		1,5	0,1188	0,615170
15		1,55	0,1191	0,614304
16		1,6	0,0446	0,310385
17	0,75	1,4	0,1078	0,621869
18		1,45	0,1089	0,624276
19		1,5	0,1082	0,622193
20		1,55	0,1094	0,621811
21		1,6	0,0448	0,333059
22	0,70	1,4	0,0962	0,622034
23		1,45	0,0971	0,622584
24		1,5	0,0965	0,617194
25		1,55	0,0947	0,612269
26		1,6	0,0887	0,587691

Tabela 6.5 – Nova população com os respectivos resultados de máximo coeficiente de torque e eficiência correspondente (Continuação)

27	0,65	1,4	0,0833	0,610043
28		1,45	0,0393	0,353833
29	0,60	1,4	0,0785	0,526174
30		1,45	0,0412	0,398877

Os resultados da Tabela 6.5 são apresentados graficamente por meio de isosuperfícies de coeficiente de torque e de eficiência na Figura 6.13.

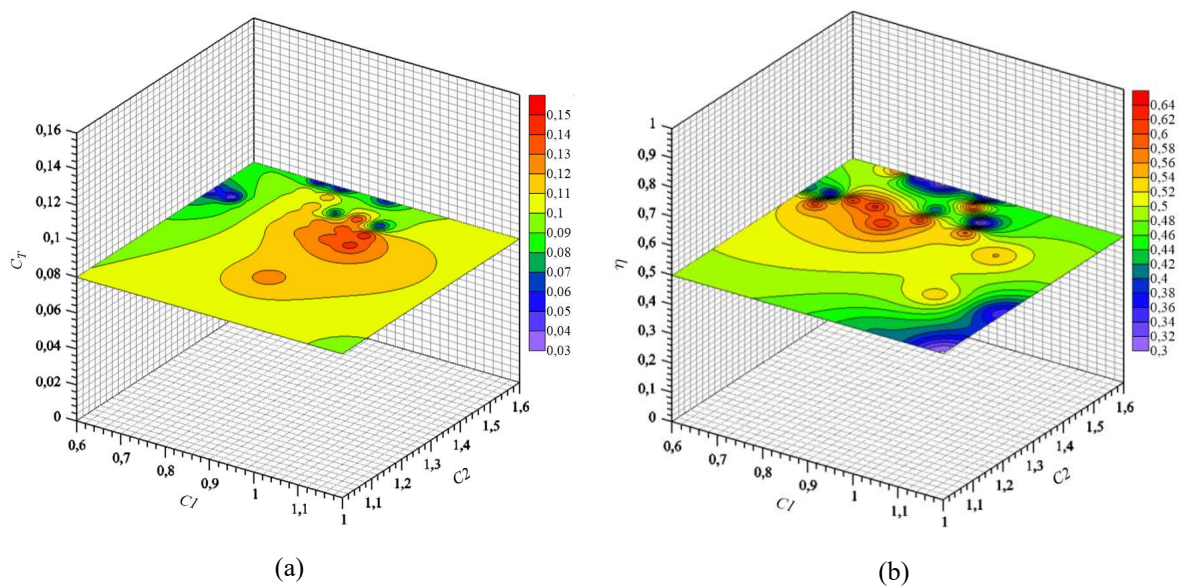


Figura 6.13 – Isosuperfícies resultantes das simulações utilizando a expansão do DOE
(a) Coeficiente de torque (b) Eficiência

Ao observar os resultados numéricos (Vide Tabela 6.6) e os gráficos (Vide Figura 6.13) é possível notar que a redução mais suave ($C1 \sim 0,95$) do comprimento da corda na altura média da pá proporciona os melhores valores de coeficiente de torque, enquanto a redução mais acentuada ($C1 \sim 0,75$) proporciona os melhores valores de eficiência para a turbina. Com relação ao comprimento da corda no topo da pá, tanto para o coeficiente de torque como para a eficiência, os melhores valores obtidos ocorreram para ($C2 \sim 1,45$).

Logo, a metodologia de otimização aplicada possibilitou encontrar duas geometrias ótimas para o rotor Wells, conforme pode ser observado na Figura 6.14.

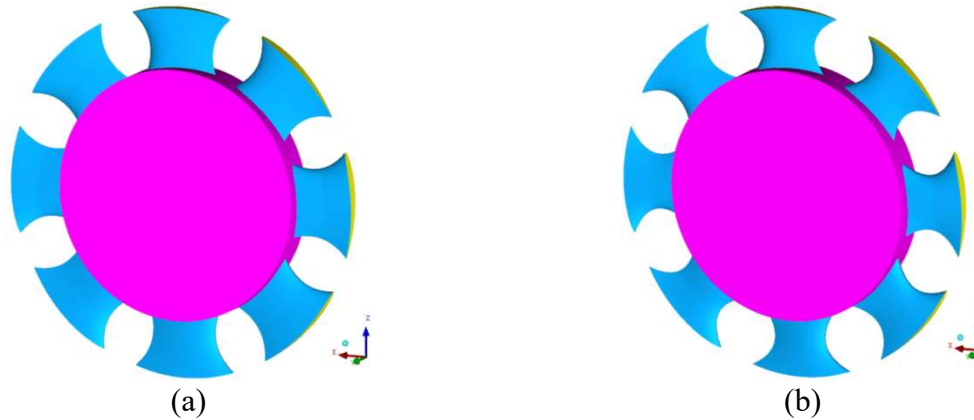


Figura 6.14 – Rotores Wells otimizados: (a) Configuração de redução suave de $C1$ (Otimizado A) para $C_{Tmáx}$ (b) Configuração de redução intensa de $C1$ (Otimizado B) para $\eta_{máx}$

6.3.3.1 Curvas de desempenhos para as geometrias ótimas

Encontrados os rotores Wells de geometrias ótimas, o próximo passo consistiu em realizar o traçado das curvas de desempenho destes rotores para então poder compará-las com as curvas obtidas para a geometria da turbina Wells com comprimento de corda constante.

Para o traçado das curvas desempenho foi considerada variação do coeficiente de vazão de 0,043 ($c = 2,708$ m/s) até 0,33 ($c = 20,319$ m/s).

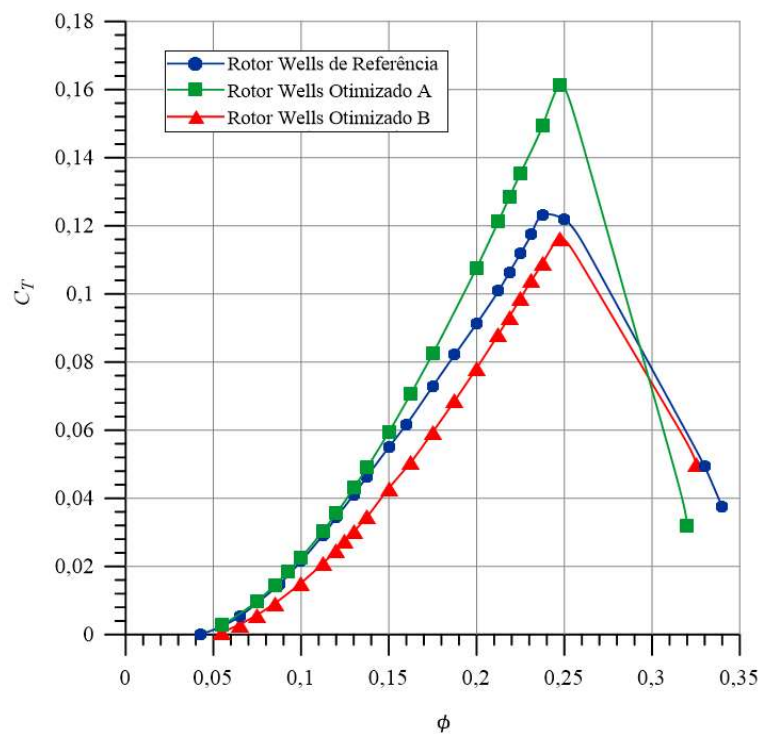


Figura 6.15 – Coeficiente de torque para os rotores Wells de Referência e Otimizados A e B

Da Figura 6.15, conclui-se que ambas as geometrias otimizadas foram capazes de retardar o estol, sendo que o valor máximo do coeficiente de torque de ambos os rotores otimizadas ocorreram para o mesmo valor de coeficiente de vazão, conforme é apresentado na Tabela 6.6.

Tabela 6.6 – Máximo coeficiente de torque para os rotores Wells de Referência e Otimizados A e B

	Rotor Wells		
	Referência	Otimizado A	Otimizado B
Coeficiente de torque, $C_{Tmáx}$	0,1231	0,1614	0,1164
Coeficiente de vazão, $\phi_{C_{Tmáx}}$	0,2375	0,2475	0,2475
Ganho / Redução [%]	-	+ 31,11	- 5,44

Assim como também ocorreu para a simulação numérica do escoamento da turbina de referência, após a ocorrência do estol, foi difícil de se obter convergência nas simulações numéricas para as geometrias otimizadas, em virtude de a região apresentar intensa instabilidade, como pode ser observado no comportamento das trajetórias das linhas de corrente apresentadas nas Figuras 6.18 e 6.19, onde para $\phi = 0,25$ e $\phi = 0,33$ verifica-se a formação de vórtices, fluxos secundários provocando efeitos radiais altamente instáveis na superfície de sucção da pá.

Ao observar a Figura 6.16, para coeficientes de vazão inferiores a $\phi = 0,12$, o rotor Otimizado A apresentou valores próximos dos que foram obtidos para a turbina de referência, entretanto para $\phi \geq 0,12$ os valores do coeficiente de perda de pressão, passam a ser ligeiramente inferiores até atingir a região do estol. Para $\phi > 0,2475$, devido às instabilidades, os valores caem significativamente resultando na melhoria da eficiência nessa região de estol. Ainda na Figura 6.16, nota-se que a curva obtida para o rotor Otimizado B possui comportamento semelhante à obtida para o rotor Otimizado A, porém com valores menores que refletem na melhoria da eficiência hidráulica (Vide Fig. 6.17). Logo, conclui-se que a redução mais acentuada do comprimento da corda na altura média da pá (Otimizado B) apresentou redução das perdas devido à pressão total.

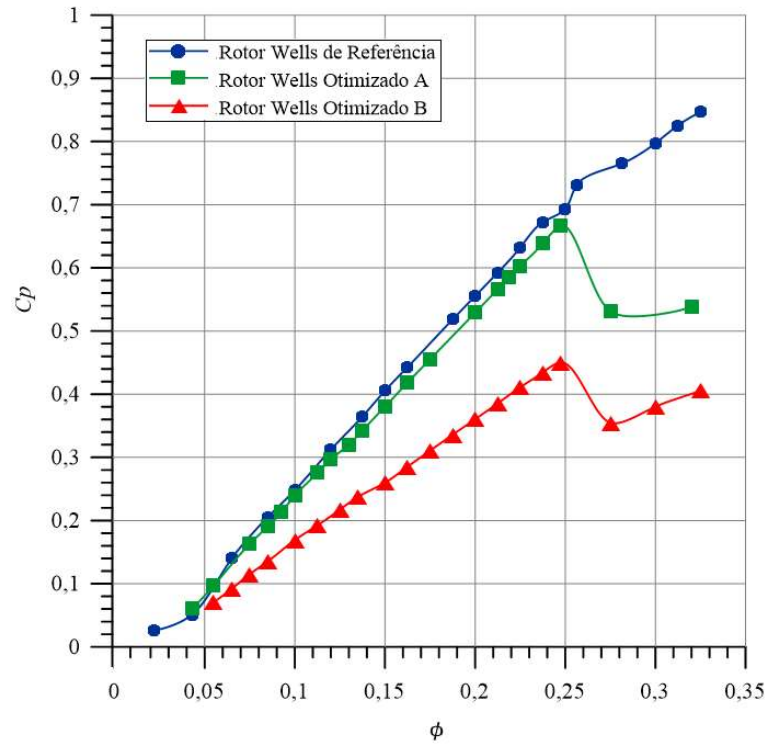


Figura 6.16 – Coeficiente de pressão total para os rotores Wells de Referência e Otimizados A e B

Com relação às curvas de eficiência, conforme pode ser observado na Figura 6.17, considerando a faixa operacional da turbina ($0,15 \leq \phi \leq 0,2475$), quando comparadas ao rotor de referência, verifica-se que ambas as geometrias otimizadas proporcionaram melhores valores de eficiência. Sendo que os valores máximos de eficiência ocorreram para o mesmo coeficiente de vazão, conforme apresentado na Tabela 6.7.

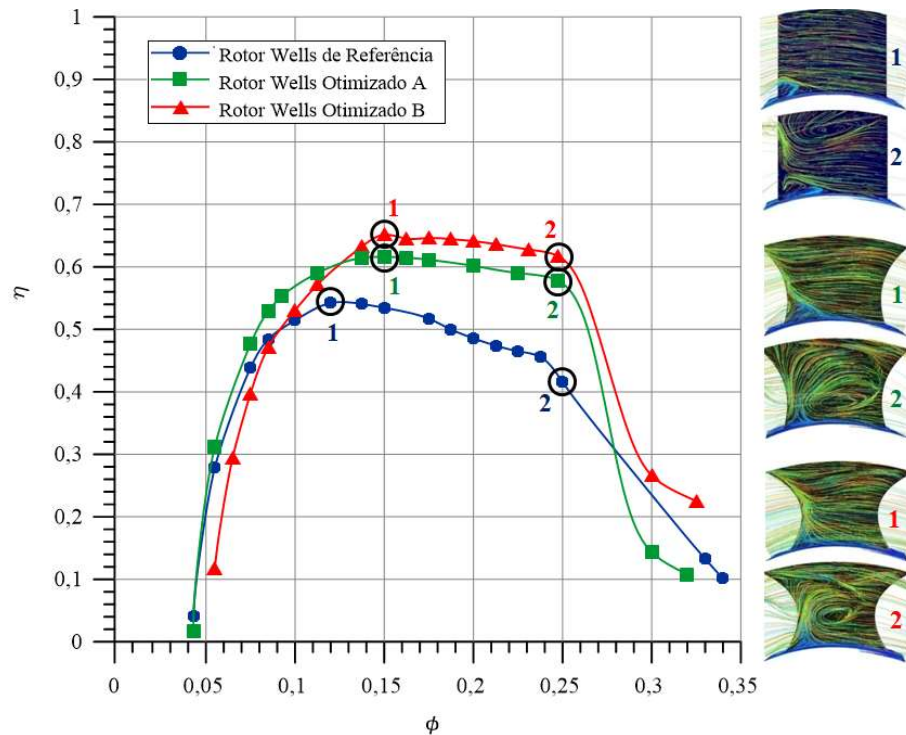


Figura 6.17 – Curvas de eficiência para os rotores Wells de Referência e Otimizados A e B com destaque para as linhas de corrente no lado de sucção das pás

Tabela 6.7 – Máxima eficiência para os rotores Wells de Referência e Otimizados A e B

	Rotor Wells		
	Referência	Otimizado A	Otimizado B
Eficiência, $\eta_{m\acute{a}x}$	54,22	61,59	65,15
Coefficiente de vazão, $\phi_{\eta_{m\acute{a}x}}$	0,12	0,15	0,15
Ganho / redução [%]	–	+ 13,59	+ 20,18

6.3.3.2 Linhas de corrente nas superfícies das pás dos rotores Wells

Nas Figuras 6.18 e 6.19 são apresentadas as linhas de corrente na superfície da pá dos rotores Otimizados A e B respectivamente. Os valores de coeficiente de vazão sugeridos para a análise das trajetórias correspondem respectivamente à vazão parcial ($\phi=0,055$), nominal com referência à máxima eficiência ($\phi=0,15$), máximo coeficiente de torque ($\phi=0,2475$) e finalmente na região de estol ($\phi=0,33$).

Como pode-se observar nas Figuras 6.18 e 6.19 as linhas de correntes na superfície da pá no lado de pressão praticamente se mantém inalteradas com predominância do fluxo axial para diferentes valores do coeficiente de vazão. Nas mesmas figuras, notam-se as regiões de estagnação do lado de pressão das pás devido ao ângulo de incidência entre a montagem das pás e a velocidade relativa.

Com relação ao lado de sucção da superfície da pá, as linhas de corrente são fortemente influenciadas pelos valores do coeficiente de vazão, conforme é observado nas Figuras 6.18 e 6.19.

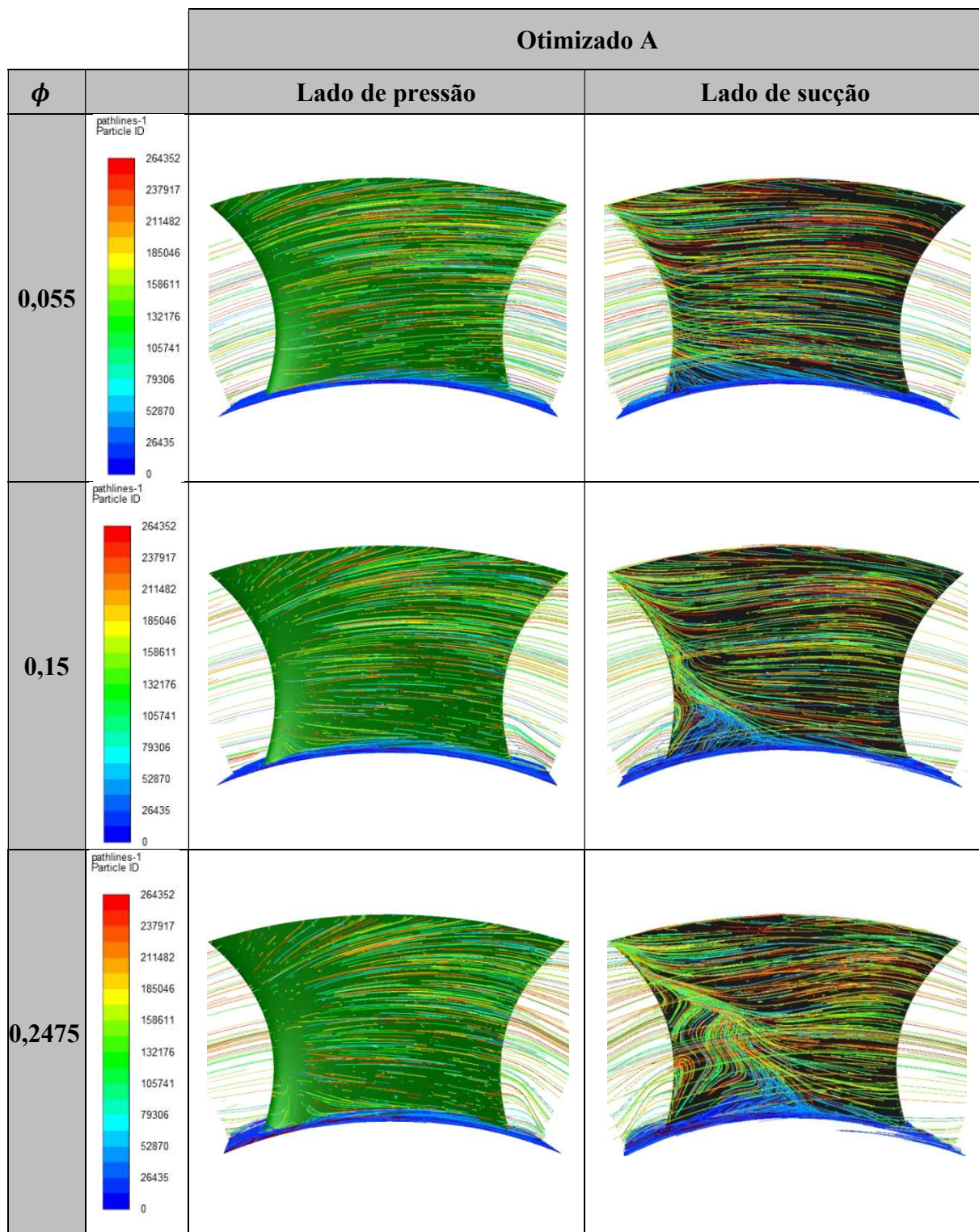


Figura 6.18 – Comportamento das linhas de corrente na superfície da pá do rotor Wells Otimizado A

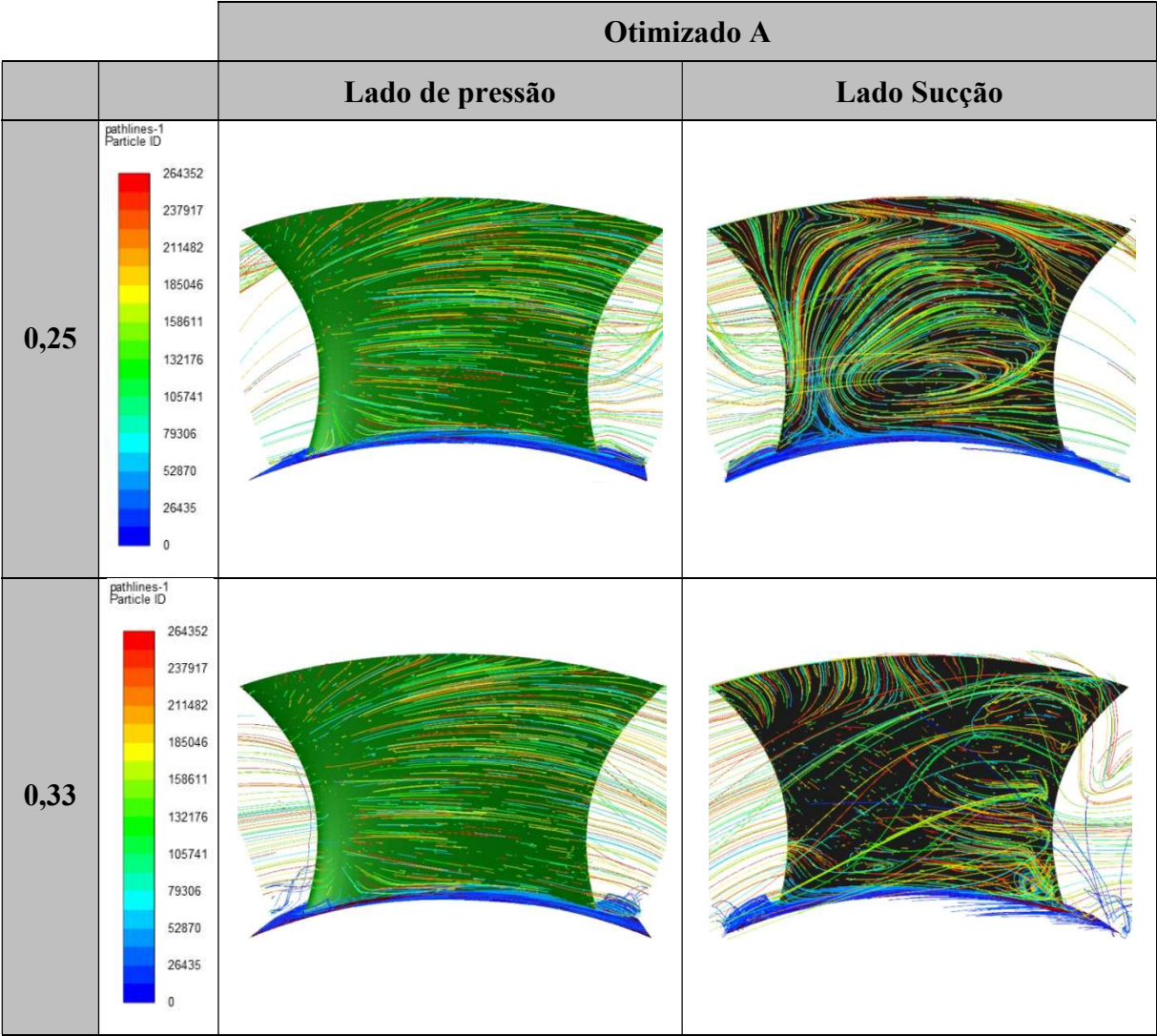


Figura 6.18 – Comportamento das linhas de corrente na superfície da pá do rotor Wells Otimizado A (Continuação)

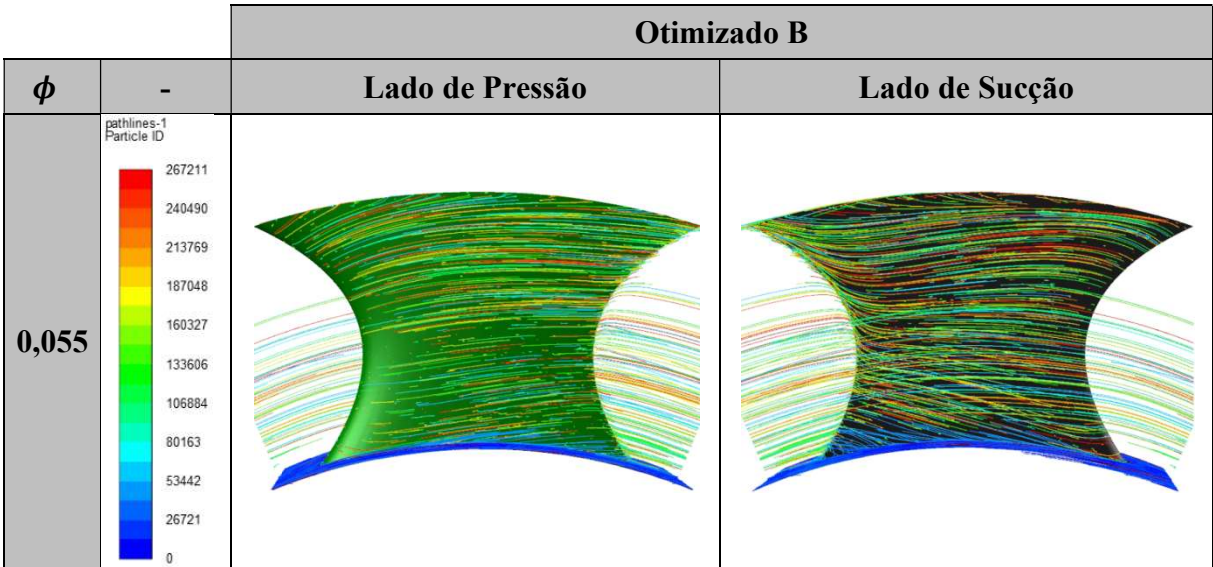


Figura 6.19 – Comportamento das linhas de corrente na superfície da pá do rotor Wells Otimizado B

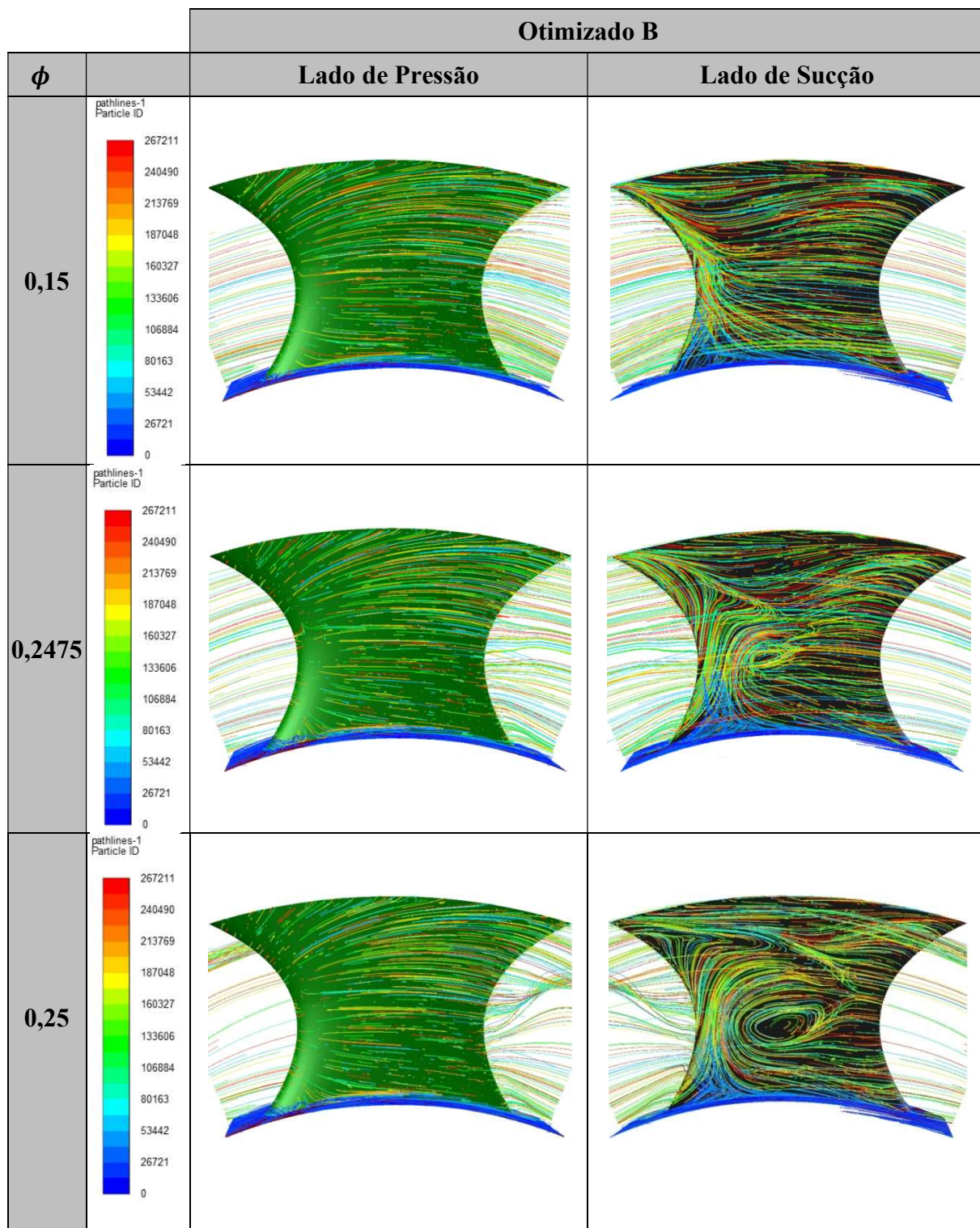


Figura 6.19 – Comportamento das linhas de corrente na superfície da pá do rotor Wells Otimizado B (Continuação)

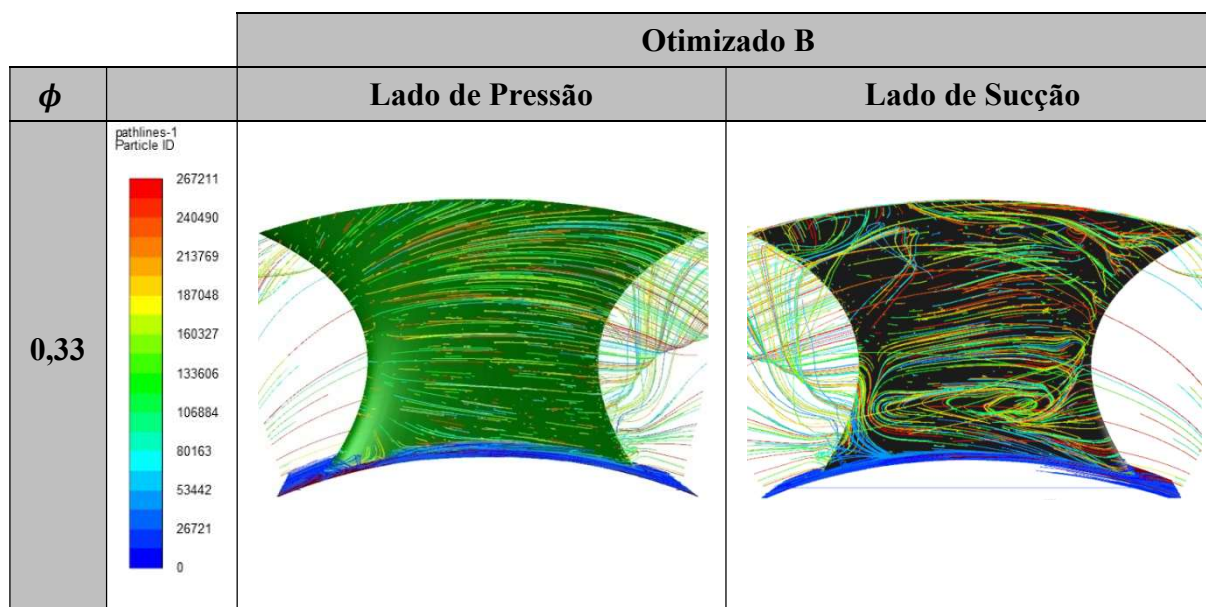


Figura 6.19 – Comportamento das linhas de corrente na superfície da pá do rotor Wells Otimizado B (Continuação)

6.3.3.3 Gráficos da distribuição do coeficiente de pressão nas pás dos rotores Wells.

Nas Figuras de 6.20 a 6.22, são apresentados os gráficos da distribuição do coeficiente de pressão ao longo do comprimento da corda da pá, para os lados de pressão e de sucção, nas respectivas alturas de 5%, 50% e 85% da altura da pá. Os valores apresentados foram obtidos para os rotores Wells de Referência e Otimizados considerando o ponto de máxima eficiência.

O coeficiente de pressão numa seção radial da pá foi definido como a relação da diferença de pressão estática sobre a superfície e a pressão dinâmica com referência à velocidade relativa. Sendo assim, valores negativos de pressão representam o lado de sucção e positivos o lado de pressão. A variação da distribuição de pressão tem como objetivo analisar os carregamentos aerodinâmicos associados com o desenvolvimento da camada limite, regiões de separação e gradientes de pressão.

Para quantificar, na literatura existem critérios de desempenho ou carregamento aerodinâmico em grades representativas de rotores axiais. Por exemplo, Fernandes (1973) sugere a faixa ótima de $-1,80 < C_{p-min} < -1,60$ e De La Fuente (1982) o valor de $C_{p-min} \sim -2,00$, sendo que ambos os critérios não consideram efeitos tridimensionais do escoamento.

Da análise de distribuição de coeficiente de pressão nas Figuras de 6.20 a 6.22, conclui-se que:

i) A redução discreta do comprimento da corda na altura média da pá (Otimizado A) foi capaz de proporcionar intenso carregamento na pá na altura média ($C_{p-min} \sim -4,00$) e na raiz próxima ao cubo ($C_{p-min} \sim -3,50$), sendo que no topo ($C_{p-min} \sim -1,50$) o carregamento se mante-

ve próximo do limite superior da faixa de C_{p-min} recomendada por Fernandes (1973). Sendo que, nas regiões fortemente carregadas, o gradiente de pressão próximo ao bordo de fuga é constante.

ii) A redução considerável do comprimento da corda na altura média da pá (Otimizado B) não afetou significativamente o carregamento da pá próximo à região do cubo do ($C_{p-min} \sim -1,50$), pois os valores obtidos são praticamente os mesmos do perfil de referência (turbina de pás com comprimentos de corda constante). Com relação à distribuição na altura média, ($C_{p-min} \sim -2,50$) o carregamento está maior se comparado ao perfil de referência, porém o valor obtido ainda é superior ao que foi proporcionado pela redução suave ($C_{p-min} \sim -4,00$) do comprimento da corda para esta mesma altura. Entretanto, no topo da pá ($C_{p-min} \sim -0,60$), o carregamento apresenta valor distante da faixa ótima recomendada e o gradiente de pressão próximo ao bordo de fuga é constante. Logo, o perfil Otimizado B proporcionou carregamento adequado até a altura média da pá, descarregando-se aerodinamicamente na região do topo.

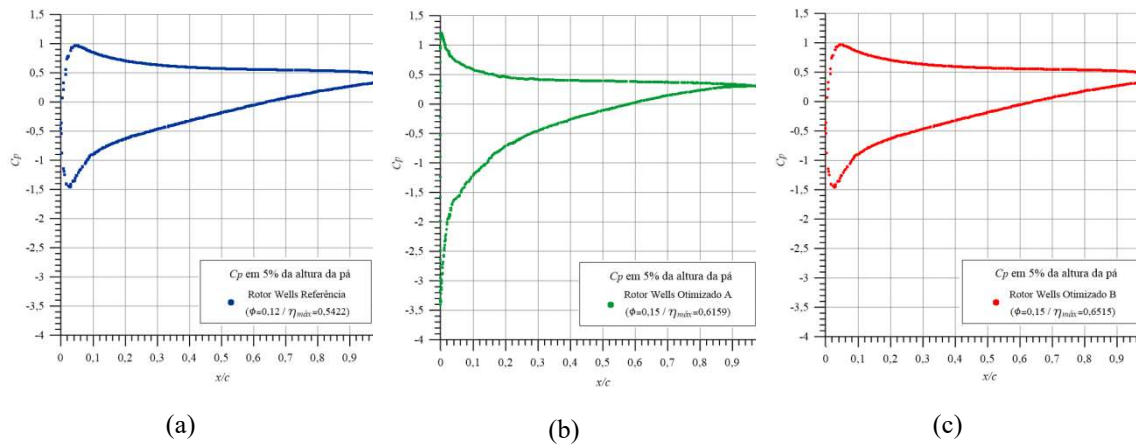


Figura 6.20 – Distribuição do coeficiente de pressão em 5% da altura da pá para: (a) rotor Referência (b) Otimizado A (c) Otimizado B

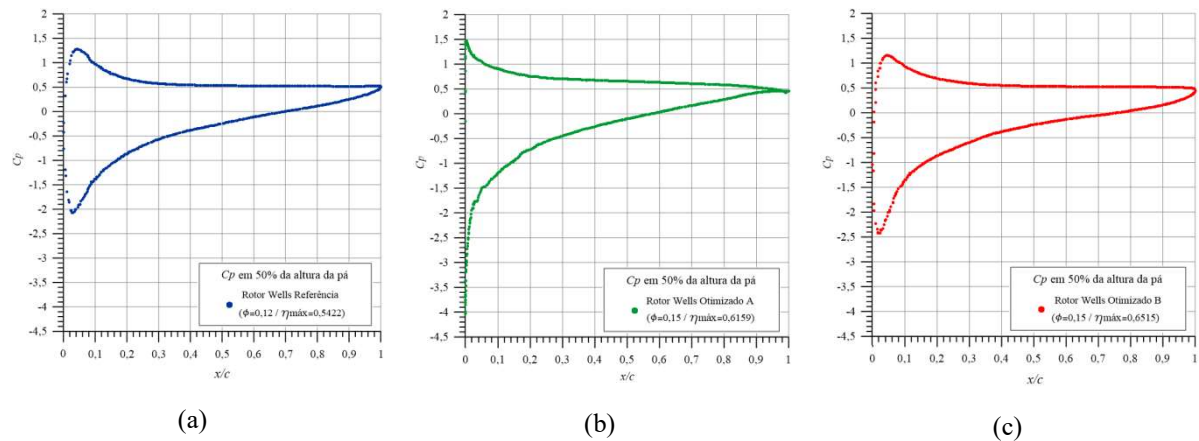


Figura 6.21 – Distribuição do coeficiente de pressão em 50% da altura da pá para: (a) rotor Referência (b) Otimizado A (c) Otimizado B

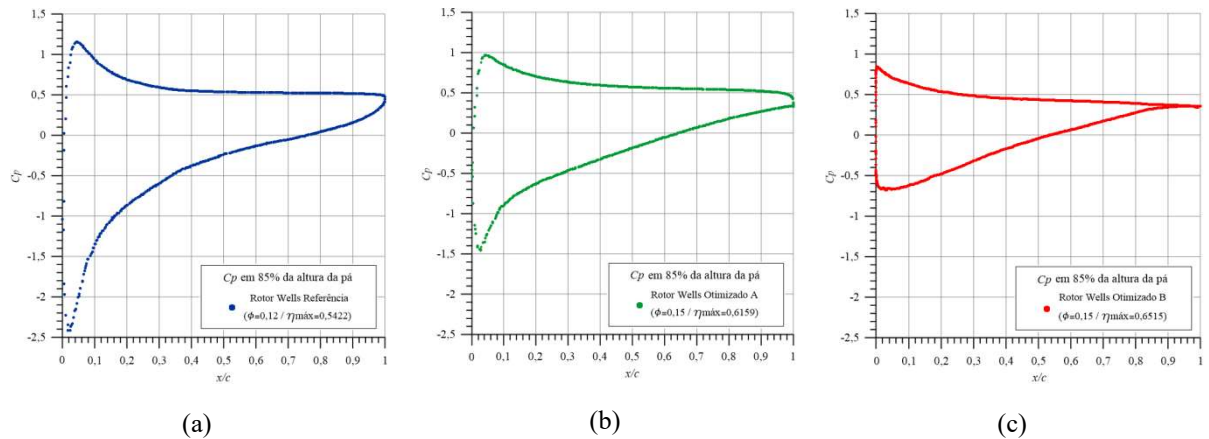


Figura 6.22 – Distribuição do coeficiente de pressão em 85% da altura da pá para:
(a) rotor Referência (b) Otimizado A (c) Otimizado B

6.3.3.4 Contornos de intensidade da turbulência para as geometrias otimizadas

Nas Figuras 6.23 e 6.24, são apresentados os contornos de intensidade de turbulência para ambas as geometrias otimizadas. É possível notar que para a geometria do rotor Otimizado A, a turbulência é muito mais intensa na região próxima ao cubo, sendo este comportamento condizente com a distribuição do carregamento que foi obtida. Enquanto que a geometria do rotor Otimizado B possui turbulência forte na região da altura média da pá, sendo este comportamento também apropriado com a distribuição do carregamento obtido.

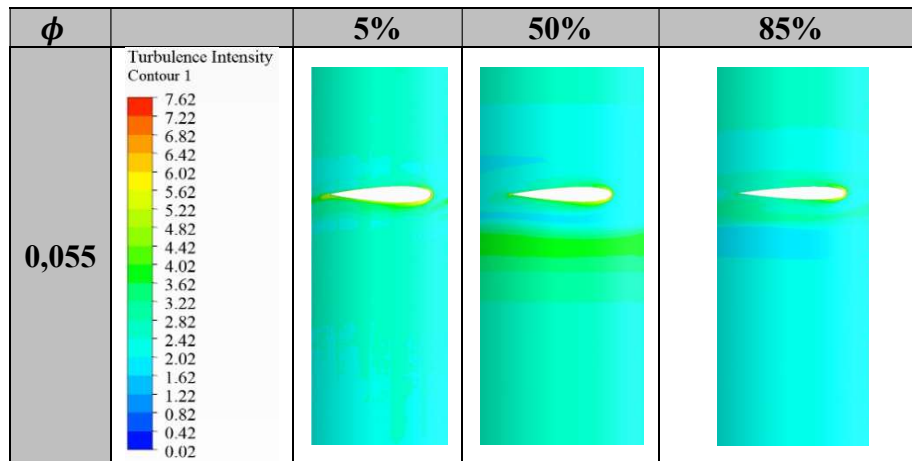


Figura 6.23 – Contornos de intensidade de turbulência para a geometria da Otimizado A

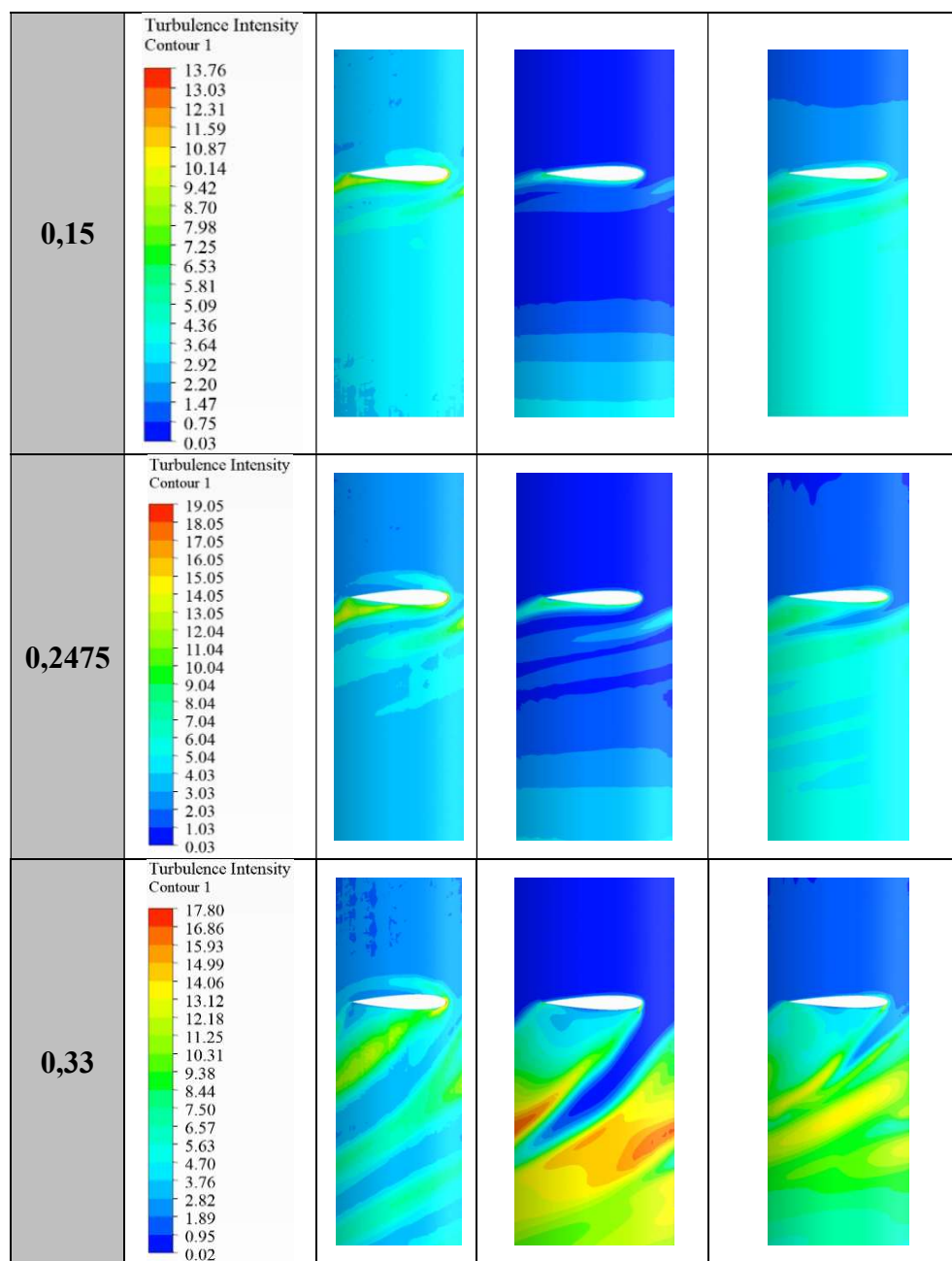


Figura 6.23 – Contornos de intensidade de turbulência para a geometria da Otimizado A (Continuação)

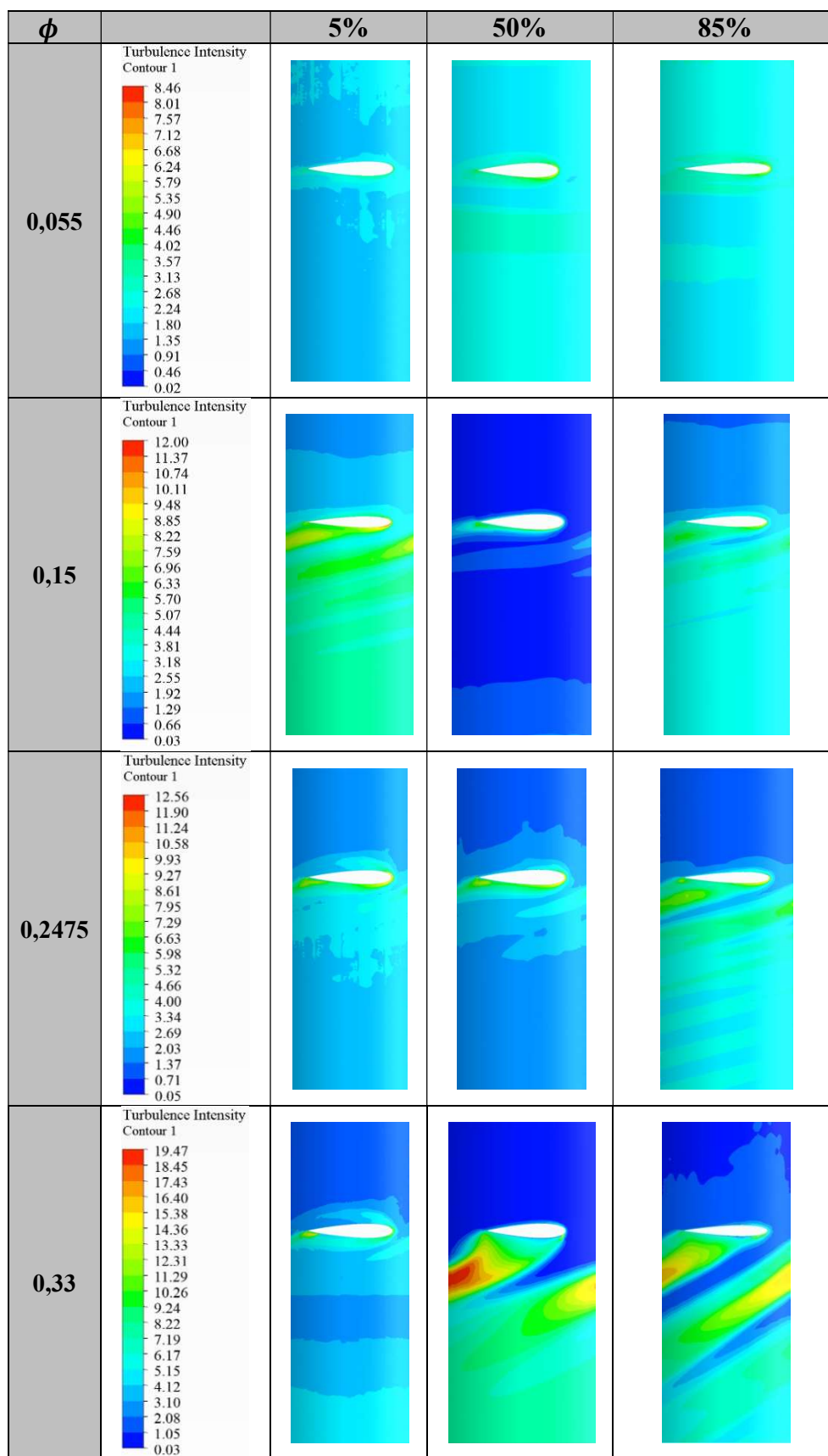


Figura 6.23 – Contornos de intensidade de turbulência para a geometria da Otimizado B

CAPÍTULO 7

CONCLUSÕES E SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS

7.1 Conclusões

7.1.1 Conclusões a respeito da energia das ondas

Diante do que foi apresentado nos Capítulos 1 e 2, conclui-se que a energia das ondas pode ser uma alternativa viável para a geração de eletricidade, pois ela é considerada uma fonte inesgotável de energia, limpa e não gera emissão de gases poluentes. Ao contrário da energia eólica, a energia das ondas não convergiu para um único *design* e possui uma vasta gama de dispositivos para a extração de energia que podem se adequar aos mais diversos locais e potenciais de ondas disponíveis.

No Brasil, conclui-se que a região mais adequada para a geração de eletricidade a partir das ondas é a região Sul por apresentar os maiores valores de potencial de energia das ondas, quando comparado a outras regiões costeiras do país.

Quanto ao tipo de dispositivo para extração de energia das ondas, verifica-se que as usinas de coluna de água oscilante (UCAOs) se destacam em relação aos outros dispositivos, uma vez que apresentam simplicidade na sua construção, possuem uma única parte móvel (turbina Wells), podem ser instalados em quebra-mares ajudando a proteger a costa e, além disso, essas usinas estão mais avançadas no quesito duração e quantidades de protótipos instalados pelo mundo.

7.1.2 Conclusões sobre a validação numérica da turbina Wells

As curvas de desempenho, traçadas com os resultados obtidos da validação numérica da turbina Wells com pás de comprimento de corda constante, permitiram afirmar que a metodologia utilizada no presente trabalho foi adequada para prever o comportamento da turbina Wells. As diferenças mais significativas apresentadas pelas curvas de desempenho, em relação às daquelas da literatura, ocorreram na região de estol ou próxima a este. Nesta região, é difícil a obtenção de convergência das simulações numéricas realizadas em regime permanente, como é caso do presente trabalho, pois esta região é caracterizada por intensa turbulência, com presença de fluxos secundários e movimentação de vórtices. Além do mais, a própria configuração da geometria do rotor favorece a instabilidade do escoamento para toda a faixa operacional da turbina, pois o ângulo de montagem nulo das pás em relação à direção circumferencial, faz com que o componente da velocidade relativa do escoamento não incida adequadamente no bordo de ataque da pá. As linhas de corrente apresentadas confirmam esta instabilidade, pois mesmo no ponto de máxima eficiência já existe a formação de um pequeno vórtice no lado de sucção da pá, na região próxima ao cubo do rotor. Para obter resultados mais realísticos com o problema físico, é necessário realizar a simulação do escoamento em regime transiente. As linhas de corrente também mostram, no lado de pressão da pá, a região de estagnação devido à não incidência perfeita do escoamento. A distribuição do coeficiente de pressão nas respectivas alturas das pás de 5%, 50% e 85% mostram que a intensidade do carregamento da pá é crescente desde a raiz até ao topo da pá, apresentando um valor ótimo de ($C_{p-min} \sim -2,00$) em 50% da altura da pá. Os contornos de intensidade de turbulência confirmam o crescimento da turbulência em direção ao topo da pá, sendo que, para uma altura constante, a turbulência é mais intensa próxima aos bordos de ataque e de fuga no lado de sucção da pá.

7.1.3 Conclusões sobre o processo de otimização

O processo de otimização aplicado com base na geração do plano de experimentos, consistiu na variação parametrizada do comprimento da corda e da espessura na altura média e no topo da pá, tendo como função objetivo a maximização do coeficiente de torque e da eficiência hidráulica.

Os resultados parciais apresentados como isosuperfícies de coeficiente de torque e eficiência da turbina Wells mostraram que reduções acentuadas do comprimento de corda na altura média da pá (C1) tende a proporcionar melhores valores de coeficiente de torque, en-

quanto que as reduções mais suaves tendem a apresentar melhores valores de eficiência. Com relação ao topo da pá (C2), tanto para o coeficiente de torque como para a eficiência, valores crescentes do comprimento de corda favoreceram o melhor desempenho da turbina.

A análise estatística aplicada aos resultados parciais identificou que a espessura da pá não exerce estatisticamente influência sobre o desempenho da turbina Wells, entretanto os comprimentos das cordas influenciam significativamente. Esta análise permitiu consolidar o comportamento das isosuperfícies através do coeficiente de Pearson's que apresentou valores de 0,156 e $-0,796$ para C1 em relação ao coeficiente de torque e à eficiência respectivamente.

A nova população de experimentos, que consistiu na expansão dos limites laterais estabelecidos para o experimento do DOE que forneceu melhor desempenho para a turbina, permitiu que duas geometrias ótimas fossem determinadas para o rotor Wells, sendo que ambas apresentaram valores de eficiência superiores aos que foram obtidos para a turbina Wells com pás de comprimento da corda constante, até mesmo na região de estol. As curvas de eficiência das geometrias otimizadas apresentam estabilidade para toda a faixa operacional da turbina, com valores praticamente constantes desde a máxima eficiência até o estol, enquanto que na turbina de referência os valores de eficiência começam a diminuir depois de alcançada a máxima eficiência.

A primeira geometria ótima (Otimizado A) proporcionou um ganho máximo 31,11% para o coeficiente de torque e de 13,59% para a máxima eficiência. A segunda geometria (Otimizado B) apresentou um ganho de 20,18% para a máxima eficiência, entretanto resultou numa diminuição de 5,44% para o máximo coeficiente de torque, sendo a máxima eficiência atribuída aos menores valores de coeficientes de queda de pressão.

Apesar de as curvas de queda de pressão das geometrias otimizadas apresentarem o mesmo comportamento, os valores obtidos para a geometria Otimizado B são significativamente menores, quando comparados aos que foram obtidos para a geometria validada e a Otimizado A.

Considerando a expansão dos limites laterais, as isosuperfícies apresentadas para o coeficiente de torque e para a eficiência mostraram o mesmo comportamento daquelas que foram obtidas para o DOE, ou seja, mostraram que ambos os parâmetros de desempenho melhoraram para valores crescentes de comprimento da corda no topo da pá (C2), sendo o valor ótimo atribuído a $C2 = 1,45$.

Com relação ao comprimento da corda na altura média da pá (C1), também foi observado o mesmo comportamento da isosuperfície referente ao DOE, ou seja, uma redução discreta do comprimento proporciona melhores valores de coeficiente de torque, enquanto que a

redução mais significativa proporciona melhores valores de eficiência. Os valores ótimos de $C1$ que garantiram respectivamente o melhor coeficiente de torque e eficiência foi $C1 = 0,95$ e $C1 = 0,75$.

Ambas as geometrias otimizadas proporcionaram o atraso da região de estol, porém mesmo nessa região as geometrias ofereceram valores de eficiência superiores aos encontrados para a turbina Wells de pás de comprimento de corda constante. Assim como ocorreu com a validação da turbina Wells, na região de estol foi difícil a convergência das soluções devido às instabilidades do escoamento.

Quanto à distribuição do coeficiente de pressão, verificou-se que a redução suave do comprimento da corda na altura média ($C1 = 0,95$) proporcionou forte carregamento em 5% e 50% da altura da pá, sendo os valores de C_{p-min} de respectivamente $-4,00$ e $-3,50$. Sendo também observado gradientes de pressão constantes próximos ao bordo de fuga, desde a altura média em direção ao cubo do rotor. No topo da pá existe gradiente de pressão e o valor de C_{p-min} é de $-1,50$, estando próximo do valor superior estabelecido como faixa ótima para grades lineares representativas de rotores axiais. Já a redução de $C1 = 0,75$ apresentou um carregamento em 50% da altura da pá, com C_{p-min} de $-2,50$, sendo este valor superior ao encontrado para a geometria Otimizado A. Próximo ao cubo, o carregamento manteve-se idêntico ao da turbina Wells validada, ao passo que, próximo ao topo da pá (85%), houve o descarregamento aerodinâmico com gradientes de pressão constantes no bordo de fuga.

Os contornos de intensidade de turbulência referentes às geometrias otimizadas confirmam a distribuição obtida para carregamento das pás, pois, para a geometria Otimizada A, os níveis de turbulência são mais intensos em direção à raiz da pá, enquanto que, para a geometria otimizada B, são mais intensos em direção ao topo da pá.

7.2 Sugestões para Trabalhos Futuros

i) Realizar a simulação numérica do escoamento da turbina Wells em regime transiente, com objetivo de obter resultados mais condizentes com a física do escoamento considerando a faixa operacional na região de estol com elevados valores de velocidade do escoamento axial.

ii) Realizar a simulação numérica do escoamento da turbina Wells considerando outros componentes aeromecânicos como: ogivas antes e após o rotor, bocais convergentes em ambas as extremidades que abrigam a turbina, eixo e acoplamento da turbina com o gerador

elétrico. Essas configurações necessariamente deverão ser otimizadas com o propósito de obter um projeto otimizado do conjunto turbina Wells / gerador elétrico.

iii) Aplicar técnicas de otimização utilizando algoritmos genéticos e a construção de superfícies de resposta interpoladas através de funções polinomiais ou de funções de base radial. Esta técnica pode ser aplicada na sugestão (ii) quando se tem muitas variáveis de projeto associadas a soluções numéricas extremamente caras.

iv) Avaliar o projeto de turbinas Wells aplicadas em usinas de coluna de água oscilante (UCAOs) do ponto de vista econômico. Esta análise seria importante para saber o quanto viável é a construção dessas usinas que, em sua maioria, possuem turbinas Wells como parte integrante do grupo gerador para produção de energia elétrica. Com esta análise, seria possível ter uma estimativa da taxa de retorno do investimento, que por sua vez, forneceria as diretrizes para avaliação técnico-econômica de UCAOs que utilizam turbinas Wells. Como esse tipo de geração de energia depende fortemente do potencial das ondas, a análise deve ser feita para o local de interesse da instalação. Considerando as informações apresentadas no Capítulo 2 do presente trabalho, sugere-se, para a análise, a região sul do Brasil. Deve-se destacar que este tipo de geração tem fatores de capacidade altos, similares aos das turbinas hidráulicas.

v) Realizar uma análise aeroacústica para as turbinas Wells do presente trabalho, de modo a verificar se a otimização da geometria das pás foi capaz de proporcionar alguma redução dos níveis de ruído. Essa análise aeroacústica é relevante para as turbinas Wells, pois quando as UCAOs são do tipo *onshore*, o nível de ruído emitido pode ser um problema para a população e para a fauna que habita as proximidades do local da instalação da usina.

vi) Construção de um banco de testes para ensaios de turbina Wells, em modelo reduzido, para o estudo experimental das geometrias ótimas obtidas para o rotor Wells do presente trabalho. Sendo que os resultados obtidos nas simulações numéricas devem ser confrontados com os experimentais, a fim de consolidar a metodologia numérica desenvolvida nesta dissertação de mestrado.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

ANSYS INC. (2011), “ANSYS FLUENT Theory Guide”, USA

ANSYS INC. (2013), “ANSYS FLUENT Theory Guide”, USA

ABBASI, R.; KETABDARI, M. J. (2022), “Enhancement of OWC Wells turbine efficiency and performance using riblets covered blades, a numerical study”. *Energy Conversion and Management*, 254

AQUARET – Delivering Knowledge and Understanding (2012), “Ondas: História e Desenvolvimento”. Disponível em: <http://www.aquaret.com/index7749.html?option=com_content&view=article&id=131&Itemid=274&lang=pt>. Acesso em: 11/06/2022

BATISTA, J.S (2018), “Análise, simulação e controle de um sistema de geração de energia a partir das ondas do oceano”. Trabalho de Conclusão de Curso, Universidade Federal de Santa Catarina – UFSC, Araranguá-SC, 31p.

BELAVICQUA, G.; ZANUTTIGH, B. (2011) “Overtopping Wave Energy Converters: general aspects and stage of development”, pp. 21

BLAZEK, J. (2001), “Computational Fluid Dynamics: Principles and Applications”, 1st edition, Baden-Daettwil: Elsevier, 440 pp.

BOTAN, A. C. B. “Desenvolvimento de uma turbina de fluxo reversível para uso em usina maremotriz com operação em duplo efeito”. Tese de Mestrado em Ciências do Programa de Pós-Graduação em Engenharia de Energia da Universidade Federal de Itajubá, Itajubá-MG, 2014

BRUSCHI, D. L. *et al.* (2019), “Analysis of the degradation in the Wells turbine blades of the Pico oscillating-water-column wave energy plant”, *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, vol. 115, 2019

BURDEKIN, M.; CROSSLAND, B. (2007), “Alan Arthur Wells ObeFeng”. The Royal Society, 2007

CARVALHO, J. T., (2010), “Distribuição de energia das ondas oceânicas ao largo do litoral do Brasil”. Curso de Pós-graduação em Meteorologia, Instituto Nacional de Pesquisas Espaciais - INPE, São José dos Campos

CEMBRA (2019), “O Brasil e o mar no século XXI”. Centro de Excelência Para o Mar Brasileiro (CEMBRA), 2 ed., Rio de Janeiro – RJ, 2019

CLÉMENT, A. *et al.* (2002), “Wave energy in Europe: current status and perspectives”. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*. Elsevier Science, Feb. 2002

CHRVOJE ENGINEERING (2021), “Ocean Wave Energy: Wave Power Station [Wells Turbine]. Disponível em:<<https://chrvojeengineering.com/2021/07/11/ocean-wave-energy-wave-power-station-wells-turbine/>>. Acesso em: 19/11/2022

CONDE, J. M. P.; CONDEÇO, M. B. S. P (2019). “Numerical simulation of na oscillating water column (OWC) wave energy converter (WEC) on a break water using OpenFOAM®”, Defectnd Diffusion Forum Vol. 396

CRUZ, J. M. B. P., SARMENTO, A. J.N.A. (2004), “Energia das Ondas: Introdução aos aspectos tecnológicos, econômicos e ambientais”. Ed. Instituto do Ambiente, Amadora, Portugal, 435 p.

CUNHA, I. P. C. (2014), “Avaliação Ambiental dos Conversores de Energia das Ondas Aplicados à Geração Elétrica”. Dissertação do Programa de Pós-Graduação em Engenharia Ambiental do Instituto Federal de Educação, Ciência e Tecnologia Fluminense, Macaé, 79p.

CUI Y. & LIU Z. (2014), “Effects of Solidity Ratioon Performance of OWC Impulse Turbine”. *Advances in Mechanical Engineering*. 2015;7(1)

CUI, Y.; HYUN, B.S. (2016), “Numerical study on Wells turbine with penetrating blade tip-treatments for wave energy conversion”.*International Journalof Naval Architecture and Ocean Engineering*,1-10

CURRAN, R., GATO L. M. C. (1997), “The energy conversion performance of several types of Wells turbine designs”.*Proceeding of the Institution of Mechanical Engineers* 1996; 211(2):133–145

CURRAN, R.*et al.* (1998), “Performance Prediction of Contrarotating Wells Turbines for Wave Energy Converter Design”. *Journal of Energy Engineering*, 124:35-53

DHANAK, M. R, XIROS, N. I. (2016), “Springer Handbook Ocean Engineering”, Springer Dordrecht Heidelberg London New York, 2016

DAS, T. K., SAMAD, A. (2020), “Influence of stall fences on the performance of Wells turbine”, *Energy*, volume 194, pp. 1-15, 2020

DAS, T. K. *et al.* (2022), “Performance improvement of a Wells turbine through na automated optimization technique”, *Energy Conversion and Management*: X

DE LA FUENTE, R. P., “Critérios de Avaliação do Desempenho de Grades Lineares”, Tese de Mestrado, ITA, São José dos Campos

ELMEKAWY, A. N. (2018), “Computational Fluid Mechanics – Lecture 4 Meshing”.

FALCÃO, A. F. O. (2010), “Wave Energy Utilization: A review of the Technologies”, *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, vol 14, pp. 899-918

FALCÃO, A. F. O., GATO, L. M. C., (2012), “Air Turbines”. In: Sayigh A, (ed.) *Comprehensive Renewable Energy*, Vol 8, pp. 111–149, 2012

FALCÃO, A. F. O.,Henriques J. C. C. (2016), “Oscillating-water-column wave energy converters and air turbines: A review”, *Renewable Energy*, vol. 85, pp. 1391-1424, 2016

FALCÃO,A. F. O. (2020), “O Aproveitamento da Energia das Ondas”. *Gazeta de Física: A Física dos Oceanos*. Vol 43

FALNES, J. (1993), “Research And Development In ocean-Wave Energy In Norway”, *International Symposium On Ocean Energy Development Muroran, Hokkaido, Japan*

FERNANDES, E. C. (1973), “Análise da Influência dos Parâmetros Geométricos no Dimensionamento das Máquinas de Fluxo Axiais”, *Tese de Mestrado, ITA, São José dos Campos*, 1973

FLEMING, F. P. (2012), “Avaliação do Potencial de Energias Oceânicas no Brasil”, *Dissertação do programa de Pós-Graduação em Planejamento Energético da Universidade Federal do Rio de Janeiro – UFRJ, Rio de Janeiro*, 2012

FRANÇA FILHO, M. F. (1991), “Estudo Comparativo de Métodos para Tratamento do Acomodamento Pressão-Velocidade”, *Dissertação de Mestrado em Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Santa Catarina-UFSC, Florianópolis*, 107p.

GARRIDO, A. J. *et al.* (2018), “Control Review Lectures on Wave Energy”, 2018

GOMES, M. N. (2014), “*Constructal design* de dispositivos conversores de energia das ondas do mar em energia elétrica do tipo coluna de água oscilante”. *Tese do Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica da Universidade Federal do Rio Grande do Sul – UFRGS, Porto Alegre*, 168p., 2014

GONZÁLEZ, C. M. *et al.* (2018), “Wells turbine with Variable blade profile for wave energy conversion”. *Proceeding of the ASME 2018 37th International Conference on Ocean, Offshore and Arctic Engineering*, June 17-22, Madrid, Spain

GOVARDHAN, M., DHANASEKARAN, T. S. (2002), “Effect of Guide Vanes on the Performance of a Self-Rectifying Air Turbine with Constant and Variable Chord Rotors”, *Renewable Energy*, Vol 26, pp. 201-219, 2002

HALDER, P.; SAMAD, A.; THÉVENIN, D. (2017), “Improved design of a Wells turbine for higher operating range”. *Renewable Energy*, 106, 122-134

HASHEM, I., HAMEED, M. H. & MOHAMED, M. H. (2018), “An Axial Turbine in na Innovative Oscillating Water Column (OWC) Device for Sea-Wave Energy Conversion”. *Ocean Engineering*, 164, 536-562

HENRIQUES, J. C. C. *et al.* (2016), “Design of oscillating-water-column wave energy converters with an applicationto self-powered sensor buoys”, *Energy* N°112, pp. 852-867

HENRIQUES, F. M. I. (2019), “Simulação Numérica das Características Hidrodinâmicas de uma Central de Energia das Ondas”, Dissertação do Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica da Faculdade de Ciências e Tecnologia, da Universidade Nova de Lisboa

IEA (2020) – Ocean Power Energy, IEA, Paris. Disponível em: <<https://www.iea.org/reports/ocean-power>>

IRENA – International Renewable Energy Agency (2020-a), *Fostering a blue economy: Offshore renewable energy*, International Renewable Energy Agency, Abu Dhabi

IRENA – International Renewable Energy Agency (2020-b), “Setting the Scene: Ocean Energy Around the World”. EUSEW 2020 side event | OEE-IRENA webinar, June (2020)

IRENA – International Renewable Energy Agency (2020-c), “Innovation outlook: Ocean energy Technologies”, International Renewable Energy Agency, Abu Dhabi

ISSA, R.I. (1985), “Solution of implicitly discretized fluid flow equation by operator-splitting”. *J. Comput. Physics*, Vol. 62, pp. 40-65

KINCAID, K.; MacPHE, D. W. (2019), “CFD analysis of stall in a Wells turbine”. *Proceedings of the ASME 2018 Power Conference POWER2018 June 24-28, 2018, Lake Buena Vista, FL, USA*

KOTB, A. T. M. *et al.* (2021), “Comprehensive and synergistic analysis of geometry effect on an axial turbine performance for wave energy conversion”. *Ocean Engineering*, 233.

KUMAR, P.; SAMAD, A. (2018), “Effect of Turbulence Intensity on the Performance Characteristics of Large-Scale Wells Turbine”. *Conference: The 4th Asian Wave and Tidal Energy Conference, (AWTEC 2018) Sep. 9-13, 2018, Taiwan.*

KUMAR, G. A. *et al.* (2015), “Design and Analysis of 3D Blades for Wells Turbine”, *IJIRST – International Journal for Innovative Research in Science & Technology*, Volume 1, Issue 11, April 2015

KUMAR, M. P., HALDER, P., SAMAD, A. (2018), “Performance Analysis of Wells Turbine with Radiused Blade Tip”, *Proceedings of the ASME 2018 37th International Conference on Ocean, Offshore and Arctic Engineering*, pp. 10, 2018.

KUMAR, M. P., SAMAD, A. (2019), “Introducing Gurney flap to Wells turbine blade and performance analysis with Open FOAM”, *Ocean Engineering*, 2019.

KUMAR, M. P., SAMAD, A. (2019), “Nature-inspired design of a turbine blade harnessing wave energy”, *Journal of Power and Energy*, pp. 1-20, 2019.

KUNDU, P. K. & COHEN, I. M. (2002), “Fluid Mechanics”, 2nd ed, Academic Press, 730p.

LAKZIAN, E.; SOLTANMOHAMADI, R. & NAZERYAN, M. (2015), “A comparison between entropy generation analysis and first Law efficiency in a monoplane Wells turbine”. *Mechanical Engineering* 23 (2016) 2673-2681.

LEKUBE, J. *et al.* (2018), “Fatigue and Aerodynamic Loss in Wells Turbines: Mutriku Wave Power Plant Case”. 7th International Conference on Ocean Energy, Cherbourg, França

MAHROOGHI, A.; LAKZIAN, E. (2021), “Optimization of Wells turbine performance using a hybrid artificial neural fuzzy inference system (ANFIS) – Genetic algorithm (GA)”. *Ocean Engineering*, 226

MEDINA-LOPEZ, E. *et al.* (2017), “Conjectures on the Failure of the OWC Breakwater at Mutriku”, *Wave Loads, Coastal Structures and Solutions to Coastal Disasters 2015*

MELO, A. B. (2018), “Um Olhar Sobre a Central Piloto Europeia de Energia das Ondas na Ilha do Pico”. 40 p., Abril, 2018

MOHAMED, M. H. A. (2011), “Design Optimization of savonius and Wells Turbines”, *University Magdeburg*, pp.198, 2011

MOHAMED, M. H.; JANIGA G.; PAP, E.; THÉVENIN, D. (2011), “Multi-objective Optimization of the Airfoil Shape of Wells Turbine Used for Wave Energy Conversion”. *Energy* 36, 438-446, 2011

MOHAMED, M. H. & SHAABAN, S. (2013), “Optimization of Blade Pitch Angle of an Axial Turbine Used for Wave Energy Conversion”. *Energy*, 56, 229-239

MOTA, P. H. A. (2018), “Estudo Aerocústico Numérico e Experimental De Ventilador Axial”, *Dissertação de Mestrado em Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Itajubá - UNIFEI, Itajubá-MG*, 126p.

MORK, G. *et al.* (2010), “Assesing the Global Wave Energy Potential”. 29th International-Conference on Ocean, Offshore Mechanics and Arctic Engineering, Shanghai, China, June 6-11, 2010

NASA (2021), “Examining Spatial (Grid) Convergence”. Tutorial, 2021. Disponível em: <<https://www.grc.nasa.gov/WWW/wind/valid/tutorial/spatconv.html>>

OLIVEIRA, A. A. C. (2014), “Metodologia de Projeto Aerodinâmico de Rotores Axiais e Otimização da Pá com base nos Efeitos de *Sweep* e *Dihedral*”, *Dissertação de Mestrado em Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Itajubá - UNIFEI, Itajubá-MG*, 111p.

OLIVEIRA, M. R. P. R. (2016), “Fontes de Energia: Um Estudo de Caso da Usina de Ondas de Pecém-CE”. *Monografia do Curso de Engenharia Civil, Universidade Federal de Ouro Preto*, 51 pp.

PATANKAR, S.V. (1980), “Numerical Heat Transfer and Fluid Flow”. Hemisphere Publishing Corporation, Washington, DC, pp.197

PATANKAR, S. V. and SPALDING, D. B. (1972), “A calculation procedure for heat, mass and momentum transfer in three-dimensional parabolic flows”. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 15 (10), 1787-1806

PENALBA, M., & RINGWOOD, J. (2016). “A Review of wave-to-Wire Models for Wave Energy Converters”. *Energies* 2016, 9, 506

PNE 2030a – Plano Nacional de Energia 2030: Outras Fontes. Ministério de Minas e Energia, Empresa de Pesquisa Energética, Brasília, 2007, 226 p.

PNE 2030b – Plano Nacional de Energia 2030 – V.3 Geração Hidrelétrica. EPE – Empresa de Pesquisa Energética, 2006-2007, 210p.

PNE 2050 – Plano Nacional de Energia 2050 - Ministério de Minas e Energia. Empresa de Pesquisa Energética. Brasília: MME/EPE, 2020

QUEIROZ, R. *et al.* (2013), “Geração de energia elétrica através da energia hidráulica e seus impactos ambientais”. *Revista Eletrônica em Gestão, Educação e Tecnologia Ambiental – REGET*, v. 13 n. 13 Ago. 2013, p. 2774- 2784

REDE BIOMAR, (2016), “Manual de Ecossistemas: Marinhos e Costeiros Para Educadores”, Editora Comunicar, 35

RAGHUNATHAN, S; TAN, C. P. (1982), “Performance of the Wells Turbine at Starting”. *Journal of Energy*, Vol. 6. No. 6

RAGHUNATHAN, S. “The Wells Air Turbine for Wave Energy Conversion”. *Prog. Aerospace Sci.*, Vol. 31. 1995

ROACHE, P.J. (1998), “Verification and Validation in Computational Science and Engineering”, Hermosa Publishers, Albuquerque, New Mexico

RODRIGUES, A. L. (2019), “Estudo do Ganho de Rendimento de uma Turbina Hidráulica de Fluxo Reversível do tipo Wells Dotada de Sistema Diretor de Pás Fixas, aplicada em Centrais Maremotrizes”, Dissertação do programa de Mestrado Profissional em Engenharia Hídrica da Universidade Federal de Itajubá – UNIFEI, p. 126, Itajubá, 2019

ROSA, P. B. G. (2008), “Controle e Otimização de Um Sistema de Conversão de Energia das Ondas do Mar em Energia Elétrica”. Dissertação do programa de Pós-Graduação em Engenharia Elétrica da Universidade Federal do Rio de Janeiro – UFRJ, Rio de Janeiro, 2008

ROSS, D. (1981), “Energy From The Waves”, 2st ed, Pergamon Press Ltd.

ROZLI, M. F. B. (2009), “Design, Rapid Prototyping and Testing of the Wells Turbine”. Dissertação de mestrado em Engenharia Mecânica, Universidade Teknologi Petronas, 70 p.

SETOGUSHI, T. *et al.* (2001), “Effect of guide vane shape on the performance of a Wells turbine”. *Renewable Energy*, vol. 23, pp. 1-15. 2001

- SHIH, T. H. *et al.* (1994), “A New $k - \epsilon$ Eddy Viscosity Model for High Reynolds Number Turbulent Flows-Model Development and Validation”, NASA Lewis Research Ceentr, Ohio
- SHIH, T.-H., ZHU, J., & LUMLEY, J. L. (1994), “A new Reynolds stress algebraic equation model”. *Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering*, 125(1-4), 287–302
- SCHNEIDER, F. A. & MALISKA, C. (2022), “Acoplamento Pressão-Velocidade em Escoamentos Bidimensionais Incompressíveis Usando Malhas Não-Estruturadas”, 18p.
- SCHIMIDT, N. L. (2017), “Análise Comparativa de Conversores de Energia de Ondas Oceânicas”. Trabalho de Conclusão de Curso de Graduação em Engenharia de Energia da Universidade Federal de Santa Catarina – UFSC, Araranguá, 2017, 52p.
- SHABAAN, S. (2017), “Aero-economical optimization of Wells turbine rotor geometry”. *Energy Conversion and Management* 126, 20-31
- SHABAAN, S. (2017), “Wells turbine blade profile optimization for better wave energy capture”, *International Journal of Energy Research*, 2017
- SHABAAN, S., HAFIZ, A. A. (2012), “Effect of Duct Geometry on Wells Turbine Performance”, *Energy Conversion and Management*, vol 61, 51-58, 2007
- SHEHATA, A. S. *et al.* (2016), “Wells Turbine for Wave Energy Conversion: a Review”, *International Journal of Energy Research*, pp. 33, 2016
- SILADIC, M. F. (1987), “Numerical Grid Generation and Potential Airfoil Analysis and Design”, Dissertação de Mestrado, University of Texas, Austin, USA.
- SILVA, T. K. B.; ROSSI, F. (2018), “Energia das Ondas no Brasil”. Portal Subsistemas do Brasil – USP, 2018. Disponível em: <<https://www.usp.br/portalsubsistemas/?p=7953>>
- SOE, T. M., KHAING, S. Y., (2017), “Comparison of Turbulence Models for Computational Fluid Dynamics Simulation of Wind Flow on Cluster of Buildings in Mandalay”. *International Journal of Scientific and Research Publications*, Volume 7, Issue 8
- STARZMAN, R. & CAROLUS, T. (2013), “Model-based selection of full scales Wells turbines for ocean energy wave conversion and prediction of their aerodynamic and acoustic performances”. *Proc IMechE Part A: J Power and Energy*
- SUZUKI, M., ARAKAWA, C. (2006), “Flow on Blades of Wells Turbine for Wave Power Generation”. The Visualization Society of Japan and Ohmsha, Ltd. *Journal of Visualization*, Vol. 9, No. 1 (2006) 83-90
- SUZUKI, M., ARAKAWA, C. (2008), “Influence of Blade Profiles on Flow Around Wells Turbine”, *International Journal of Fluid Machinery and Systems*, Vol 1, N°1, pp.7, 2008

TAHA, Z.; SUGIYONO; SAWADA, T. (2010), “A comparison of computational and experimental results of Wells turbine performance for wave energy conversion”. *Applied Ocean Research*, 32, 83-90

TAKAO, M. *et al.* (2002), “Noise characteristics of turbines for wave Power conversion”. *Proc Instn Mech Engrs Vol 216 Part A: J Power and Energy*

TAKAO, M. *et al.* (1996), “Performance of Wells Turbine with Guide Vanes for Wave Energy Conversion”, *Journal of Thermal Science*, Vol. 5, N° 2, pp. 6, 1996

TEASE, W. K. (2003), “Dynamic response of a variable pitch Wells turbine”. *Fifth European Wave Energy Conference Proceedings*. University College Cork, Ireland. 2003

Tennekes, H. e Lumley, J.L. “A First Course in Turbulence”, MIT Press, 1972.

THORPE, T. W. (1999), “A Brief Rewiew of Wave Energy”, UK Department of Trade and Industry, 151 pp.

TORRESI, M. *et al.* (2019), “Performance characterization of a Wells turbine under unsteady flow conditions”. *AIP Conference Proceedings* 2191

TrueGrid® XYZ Scientific Applications, Inc. (2022), “Mesh Generator and Pre-Processor for FEA and CFD Analysis”.

TRUJILLO, A. P.; THURMAN, H. V. (2011), “Essentials of Oceanography 10”. USA: Prentice Hall. 551 pp.

Tu, J., Yeoh, G. H., & Liu, C. (2008), “Computational Fluid Dynamics: A Practical Approach”, Oxford: Elsevier, 440p

VAN DOORMAAL, J.P. & RAITHBY, G.D. (1984), “Enhancements of the SIMPLE Method for Predicting Incompressible Fluid Flows”, *Numerical Heat Transfer*, vol. 7, pp. 147-163

VERSTEEG, H. K., MALALASEKERA, W. (2007), “An Introduction to computational Fluid Dynamics: The Finite Volume Method”, 2nd ed., Person Education Limited, 503pp.

VILELA, M. C. S. (2017), “Metodologia Para Simulação Numérica do Escoamento Potencial em Torno de Corpos de Geometria Arbitrária Utilizando o Método de Quadratura Diferencial Local Com Funções de Base Radial”, *Tese de Doutorado em Engenharia Mecânica*, Universidade Federal de Itajubá – UNIFEI, Itajubá – MG, 168p.

VIÇOSA, S. M., SILVESTRINI, J. H. (2004), “Turbulência”, *Associação Brasileira de Engenharia e Ciências Mecânicas - ABCM, Coleção Cadernos de Turbulência*, Vol. 4, pp. 1-18

VOITH (2011), “Hypower: Powering the Future, 20

VOITH (2012), “Ocean Energies at Voith Hydro”, *Brunsbuttel*, 2012

WATERS, R. (2008), "Energy From Ocean Waves. Full Scale Experimental Verification of a Wave Energy Converter. Acta Universitatis Upsalensis. Digital Comprehensive Summaries of Uppsala Dissertations from the Faculty of Science and Technology 580. 130pp.

WATTERSON, J. K. & RAGHUNATHAN, S. (1998), "Computed Effects of Solidity on Wells Turbine Performance". JSME International Journal, Series B, Vol 41, No 1

WATTERSON, J. K. & RAGHUNATHAN, S. (1999), "Numerical Analysis of Wells Turbine Aerodynamics". JOURNAL OF PROPULSION AND POWER Vol. 15, No. 2, March-April 1999

WELLS, A. A. (1976), "Fluid Driven Rotary Transducer", Patent Specification 1 595 700, Application filed by Queens University of Belfast on 1976-11-13

WHITTAKER, T. (2017), "Ocean Energy – A Pioneer's Perspective", MRIA Ocean Energy Industry Forum 3^o February, 2017

WU, B. *et al.* (2018), "Economic assessment of wave Power boat based on the performance of "Mighty Whale" and BBDB", Renewable and Sustainable Energy Reviews, vol. 81, pp. 946-953, 2018

Apêndice A – Condições de contorno e resultados da validação numérica

Tabela A.1 – Valores de velocidades estabelecidas para o escoamento na entrada do canal hidráulico periódico da turbina Wells

Ponto	Coefficiente de vazão	Velocidade axial do escoamento
N	ϕ	c
–	–	m/s
1	0,04399	2,7086
2	0,05512	3,3940
3	0,06500	4,0024
4	0,07500	4,6181
5	0,08575	5,3878
6	0,1000	6,1575
7	0,1125	6,9272
8	0,1200	7,3890
9	0,1300	8,4665
10	0,1375	8,4665
11	0,1500	9,2362
12	0,1600	9,8520
13	0,1750	10,7756
14	0,1875	11,5453
15	0,2000	12,3150
16	0,2125	13,0847
17	0,2187	13,4664
18	0,2250	13,8543
19	0,2312	14,2361
20	0,2375	14,6241
21	0,2500	15,3938
22	0,3300	20,3198
23	0,3400	20,9355

Tabela A.2 – Resultados obtidos para o canal hidráulico periódico da turbina Wells

Pontos	Coefficiente de vazão	Momento	Vazão volumétrica	Pressão na entrada	Pressão na saída
–	–	M^*	Q^*	p_{in}	p_{out}
N	ϕ	Nm	m ³ /s	Pa	Pa
1	0,04399	0,002319	0,05004	267,0954	27,7981
2	0,05512	0,03706	0,06259	468,2644	23,6097
3	0,06500	0,07997	0,07386	672,5738	17,6304
4	0,07500	0,1401	0,08527	793,8829	9,3135
5	0,08575	0,2208	0,09934	982,1355	21,0814
6	0,1000	0,3239	0,1137	1188,1290	27,9963
7	0,1125	0,4388	0,1279	1417,9130	36,2199
8	0,1200	0,5152	0,1364	1472,5249	13,8705
9	0,1300	0,6168	0,1478	1676,7910	8,8721
10	0,1375	0,6957	0,1593	1738,4320	15,2775
11	0,1500	0,8255	0,1705	1901,2675	4,5123
12	0,1625	0,9258	0,1846	2075,1497	4,1094
13	0,1750	1,1234	0,1989	2363,7680	22,9991
14	0,1875	1,2327	0,2131	2430,7021	6,6135
15	0,2000	1,3695	0,2274	2602,6780	5,6563
16	0,2125	1,5140	0,2415	2782,0480	11,8587
17	0,2187	1,5958	0,2487	2876,2480	13,5108
18	0,2250	1,6791	0,2558	2971,4360	15,7617
19	0,2312	1,7648	0,2629	3067,391	15,5023
20	0,2375	1,8478	0,2699	3164,6090	20,1221
21	0,2500	1,8289	0,2842	3255,3230	13,7087
22	0,3300	0,7396	0,3752	3121,2860	8,5943
23	0,3400	0,5613	0,3865	3014,1085	4,8378

Apêndice B – Plano de experimentos e resultados

Tabela B1 – Plano de experimentos

Grupo	DOE	Corda 1	Corda 2	Espessura 1	Espessura 2
—	—	—	—	—	—
1	0	0,90	1,00	0,90	1,00
	1	0,90	1,00	0,90	1,15
	2	0,90	1,00	0,90	1,30
	3	0,90	1,00	1,00	1,00
	4	0,90	1,00	1,00	1,15
	5	0,90	1,00	1,00	1,30
	6	0,90	1,00	1,10	1,00
	7	0,90	1,00	1,10	1,15
	8	0,90	1,00	1,10	1,30
2	9	0,90	1,20	0,90	1,00
	10	0,90	1,20	0,90	1,15
	11	0,90	1,20	0,90	1,30
	12	0,90	1,20	1,00	1,00
	13	0,90	1,20	1,00	1,15
	14	0,90	1,20	1,00	1,30
	15	0,90	1,20	1,10	1,00
	16	0,90	1,20	1,10	1,15
	17	0,90	1,20	1,10	1,30
3	18	0,90	1,40	0,90	1,00
	19	0,90	1,40	0,90	1,15
	20	0,90	1,40	0,90	1,30
	21	0,90	1,40	1,00	1,00
	22	0,90	1,40	1,00	1,15
	23	0,90	1,40	1,00	1,30
	24	0,90	1,40	1,10	1,00
	25	0,90	1,40	1,10	1,15
	26	0,90	1,40	1,10	1,30
4	27	1,05	1,00	0,90	1,00
	28	1,05	1,00	0,90	1,15
	29	1,05	1,00	0,90	1,30
	30	1,05	1,00	1,00	1,00
	31	1,05	1,00	1,00	1,15

Tabela B1 – Plano de experimentos (Continuação)

4	32	1,05	1,00	1,00	1,30
	33	1,05	1,00	1,10	1,00
	34	1,05	1,00	1,10	1,15
	35	1,05	1,00	1,10	1,30
5	36	1,05	1,20	0,90	1,00
	37	1,05	1,20	0,90	1,15
	38	1,05	1,20	0,90	1,30
	39	1,05	1,20	1,00	1,00
	40	1,05	1,20	1,00	1,15
	41	1,05	1,20	1,00	1,30
	42	1,05	1,20	1,10	1,00
	43	1,05	1,20	1,10	1,15
	44	1,05	1,20	1,10	1,30
6	45	1,05	1,40	0,90	1,00
	46	1,05	1,40	0,90	1,15
	47	1,05	1,40	0,90	1,30
	48	1,05	1,40	1,00	1,00
	49	1,05	1,40	1,00	1,15
	50	1,05	1,40	1,00	1,30
	51	1,05	1,40	1,10	1,00
	52	1,05	1,40	1,10	1,15
	53	1,05	1,40	1,10	1,30
7	54	1,20	1,00	0,90	1,00
	55	1,20	1,00	0,90	1,15
	56	1,20	1,00	0,90	1,30
	57	1,20	1,00	1,00	1,00
	58	1,20	1,00	1,00	1,15
	59	1,20	1,00	1,00	1,30
	60	1,20	1,00	1,10	1,00
	61	1,20	1,00	1,10	1,15
	62	1,20	1,00	1,10	1,30
8	63	1,20	1,20	0,90	1,00
	64	1,20	1,20	0,90	1,15
	65	1,20	1,20	0,90	1,30
	66	1,20	1,20	1,00	1,00
	67	1,20	1,20	1,00	1,15
	68	1,20	1,20	1,00	1,30

Tabela B1 – Plano de experimentos (Continuação)

8	69	1,20	1,20	1,10	1,00
	70	1,20	1,20	1,10	1,15
	71	1,20	1,20	1,10	1,30
9	72	1,20	1,40	0,90	1,00
	73	1,20	1,40	0,90	1,15
	74	1,20	1,40	0,90	1,30
	75	1,20	1,40	1,00	1,00
	76	1,20	1,40	1,00	1,15
	77	1,20	1,40	1,00	1,00
	78	1,20	1,40	1,10	1,15
	79	1,20	1,40	1,10	1,30

Tabela B.2 – Resultados de algumas grandezas obtidas

Grupo	DOE	M^*	p_{in}	p_{out}	C_T	η
—	—	Nm	Pa	Pa	—	—
1	0	1,5636	2290,7054	10,9956	0,1042	0,5321
	1	1,6158	2325,10681	13,0311	0,1077	0,5422
	2	1,6300	2345,9179	12,8589	0,1086	0,5421
	3	1,5453	2271,2999	10,6711	0,1030	0,5303
	4	1,5651	2296,5921	11,5660	0,1043	0,5314
	5	1,6022	2320,4370	13,1843	0,1068	0,5388
	6	1,5297	2249,0302	10,4358	0,1019	0,5302
	7	1,5683	2280,6376	11,6441	0,1045	0,5363
	8	1,5706	2290,8684	11,7155	0,1047	0,5346
2	9	1,8689	2534,7652	22,7512	0,1245	0,5772
	10	1,8864	2556,9490	24,5306	0,1257	0,5779
	11	1,9817	2632,9886	26,7112	0,1321	0,5899
	12	1,8702	2534,7353	23,1589	0,1246	0,5777
	13	1,8694	2543,1913	24,1233	0,1246	0,5757
	14	1,8702	2534,7353	23,1589	0,1246	0,5777
	15	1,8513	2516,6569	23,4713	0,1234	0,5761
	16	1,8449	2508,6879	22,8829	0,1229	0,5758
	17	1,8309	2501,6967	20,8356	0,1220	0,5726
3	18	2,0524	2707,9058	31,4134	0,1368	0,5949
	19	1,9856	2712,4564	31,7059	0,1323	0,5747
	20	2,0468	2708,6163	31,5977	0,1364	0,5932
	21	2,0388	2690,2033	29,4796	0,1359	0,5945

Tabela B.2 – Resultados de algumas grandezas obtidas (Continuação)

3	22	2,0376	2692,0893	29,3884	0,1358	0,5937
	23	2,0332	2690,0100	28,7162	0,1355	0,5927
	24	2,0178	2668,4077	29,9798	0,1345	0,5933
	25	2,0153	2664,1934	27,9904	0,1343	0,5931
	26	2,0219	2681,3409	30,1950	0,1347	0,5917
4	27	1,5071	2801,7787	8,6700	0,1004	0,4186
	28	1,6090	2856,3384	10,9313	0,1072	0,4387
	29	1,6692	2892,7840	12,8799	0,1112	0,4497
	30	1,5411	2796,5003	9,5299	0,1027	0,4290
	31	1,5636	2290,7054	10,9956	0,1042	0,5321
	32	1,6088	2834,7179	12,7825	0,1072	0,4423
	33	1,6194	2850,6495	11,4649	0,1079	0,4425
	34	1,4432	2736,5836	5,5466	0,0962	0,4100
	35	1,5658	2800,7468	9,8834	0,1043	0,4353
5	36	1,6095	2832,858	12,9581	0,1073	0,4428
	37	2,2903	3402,3408	39,5558	0,1526	0,5284
	38	2,2920	3404,9792	40,0841	0,1527	0,5285
	39	2,2683	3392,5794	38,6984	0,1512	0,5247
	40	2,2354	3338,7016	36,4994	0,1490	0,5252
	41	2,2391	3337,1417	36,6301	0,1492	0,5264
	42	2,2348	3348,0656	36,6583	0,1489	0,5236
	43	2,2204	3306,3582	37,8708	0,1480	0,5271
	44	2,1919	3263,3666	35,9511	0,1461	0,5269
6	45	2,2016	3304,4017	34,7909	0,1467	0,5224
	46	2,5212	3666,5216	50,7335	0,1680	0,5410
	47	1,1070	2701,2321	4,2427	0,0738	0,3185
	48	2,5033	3642,7576	49,9159	0,1661	0,5397
	49	2,5033	3642,7675	50,7796	0,1668	0,5407
	50	2,4939	3634,9415	49,9159	0,1662	0,5397
	51	2,4983	3631,9114	49,9039	0,1665	0,5411
	52	2,4580	3582,3770	47,6270	0,1638	0,5395
	53	2,4779	3605,4425	48,1355	0,1651	0,5404
7	54	2,4787	3606,6355	49,0620	0,1652	0,5406
	55	1,4208	3701,5968	4,4072	0,0947	0,2982
	56	1,4721	3736,8407	5,1002	0,0981	0,3210
	57	1,5772	3378,9715	5,6777	0,1051	0,3628
	58	1,3931	3668,8507	4,2162	0,0928	0,2950
	59	1,4242	3683,0973	4,7452	0,0949	0,3004

Tabela B.2 – Resultados de algumas grandezas obtidas (Continuação)

	60	1,4659	3700,6085	5,0445	0,0977	0,3078
	61	1,3342	3616,6162	3,7844	0,0889	0,2865
	62	1,4482	3690,1161	4,5062	0,0965	0,3049
8	63	1,3831	3637,8869	4,2779	0,0922	0,2953
	64	1,9523	4365,1912	15,9899	0,1301	0,3483
	65	2,8382	4886,6350	68,0926	0,1891	0,4570
	66	2,8382	4886,6350	68,0926	0,1891	0,4570
	67	1,8765	4309,9775	15,3278	0,1251	0,3390
	68	2,7289	4750,4133	35,7685	0,1819	0,4491
	69	2,7215	4749,4063	64,9966	0,1814	0,4508
	70	3,0064	4814,3173	21,5804	0,2003	0,4867
	71	3,3667	5688,5358	115,4038	0,2244	0,4687
9	72	1,6891	3824,9402	25,0179	0,1126	0,3449
	73	3,2984	5603,5904	90,3003	0,2198	0,4642
	74	3,3221	5667,122	111,7151	0,2214	0,4640
	75	3,4152	5703,9785	100,5024	0,2276	0,4729
	76	2,0719	3738,8037	32,9251	0,1381	0,4338
	77	2,0742	3803,5555	42,4742	0,1382	0,4279
	78	3,2400	5587,3444	91,5834	0,2159	0,4574
	79	2,7215	4749,4063	64,9966	0,1814	0,4508