

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

**METODOLOGIA DE PROJETO DE TURBINA AMIGÁVEL
AOS PEIXES ATRAVÉS DE TÉCNICAS DE OTIMIZAÇÃO
COM BASE EM PROJETO DE EXPERIMENTOS**

Germán Enrique Niño Del Río

Abril de 2018

Itajubá -MG

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

Germán Enrique Niño Del Río

**METODOLOGIA DE PROJETO DE TURBINA AMIGÁVEL
AOS PEIXES ATRAVÉS DE TÉCNICAS DE OTIMIZAÇÃO
COM BASE EM PROJETO DE EXPERIMENTOS**

Tese submetida ao Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica como parte dos requisitos para a obtenção do título de Doutor em Ciências em Engenharia Mecânica.

Área de Concentração: Térmica, Fluidos e Máquinas de Fluxo

Orientador: Prof. Dr. Ramiro Gustavo Ramirez Camacho

Co-orientador: Prof. Dr. Nelson Manzanares filho.

Abril de 2018

Itajubá-MG

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

Germán Enrique Niño Del Río

**METODOLOGIA DE PROJETO DE TURBINA AMIGÁVEL
AOS PEIXES ATRAVÉS DE TÉCNICAS DE OTIMIZAÇÃO
COM BASE EM PROJETO DE EXPERIMENTOS**

Tese aprovada pela banca examinadora em 27 de abril de 2018,
conferindo ao autor o título de **Doutor em Ciências em
Engenharia Mecânica.**

Banca examinadora:

Prof. Dr. Marcelo Assato	ITA/IAE
Prof. Dr. Helder França Mendes Carneiro	ITA/IAE
Prof. Dr. Waldir de Oliveira	IEM/UNIFEI
Prof. Dr: Helcio Fransisco Villa Nova	IEM/UNIFEI
Prof. Dr. Nelson Manzanares Filho. (Co-orientador)	IEM/UNIFEI
Prof. Dr. Ramiro G. Ramirez Camacho (Orientador)	IEM/UNIFEI

Abril de 2018

Itajubá-MG

DEDICATÓRIA

A mi amada familia con todo amor y cariño y en memoria de mis seres queridos que me acompañan con su luz en mi vida.

“Success is the ability to go from one failure to another with no loss of enthusiasm”

Winston Churchill

AGRADECIMENTOS

Em primeira instância, quisera agradecer a Deus por me acompanhar e guiar no meu caminho e meu passo na vida, assim como a oportunidade de conhecer pessoas maravilhosas que têm tocado minha vida de alguma maneira.

Aos meus amados pais Esperanza e Delio, aos meus entranháveis irmãos Oscar Guillermo e Cristian, a minha querida tia Stella, a minha namorada Tania Marie, aos meus primos Cesar e Iván Dario, pelo apoio incondicional, estimação, amor e carinho recebido em todo momento.

Ao meu orientador o Professor Dr. Ramiro Ramirez, por ter me dado a oportunidade de ser seu orientado e haver-me acolhido como um filho, além de me haver brindando os seus conhecimentos na área das Maquinas de Fluxo para o desenvolvimento da tese e apoio, à sua prezada amizade.

Ao meu co-orientador o Professor Dr. Nelson Manzanares filho, pelas valiosas opiniões e conselhos dados por ele e que sem dúvida alguma contribuíram a melhores resultados obtidos na pesquisa, além da sua prezada estimação.

Ao Professor Dr. Waldir de Oliveira pela orientação em pontos chaves para o desenvolvimento desta pesquisa, nos conceitos das Máquinas de Fluxo, e que serviram como pilares fundamentais na estruturação desta metodologia, além da sua prezada estimação.

À Bárbara, o senhor David, a senhora Maria e o Alysson por haver-me acolhido como um membro a mais da sua família durante todos estes anos no Brasil.

À Cátia, pela força dada na revisão no Português do meu trabalho.

Aos meus amigos, Sebastian, Anita, Romulo, Gaylord, Andres Aguirre, Germán Alejandro, Yina, Edwin, Nelson, Edna, Joselyn, Pedro, Aldemar, Martha Lucia, Rudy, Germán Lozano, Julian, Michael e Edgardo, com os que compartilhei momentos inesquecíveis e maravilhosos, durante estes anos.

Ao grupo de colegas de pesquisa do LHV que estiveram durante a minha permanência no grupo pela amizade e confraternização.

E finalmente a CAPES pelo apoio financeiro, para a consecução dos meus estudos de doutorado.

RESUMO

NIÑO DEL RIO G. E. (2018). Metodologia de Projeto de Turbina Amigável aos Peixes através de Técnicas de Otimização com base em Projeto de Experimentos.

O objeto deste trabalho é o desenvolvimento de uma metodologia de projeto de rotor de uma turbina hidráulica amigável aos peixes. O projeto é baseado nas teorias clássicas de projeto de turbomáquinas, de forma a garantir a maior eficiência hidráulica, respeitando as variações de velocidade, pressão e taxas de cisalhamento que mitigue os ferimentos nos peixes, através da passagem do rotor pela turbina.

Na fase da simulação numérica, com base na metodologia previamente estabelecida de projeto preliminar do rotor da TAP (Turbina Amigável aos Peixes), foi gerado um *script* em linguagem Tcl/Tk, para a construção das diferentes geometrias parametrizadas dos rotores de maneira semiautomática, através do programa comercial ICEM CFD[®]. As variáveis geométricas da geometria do rotor como: o ângulo de varredura, a altura do rotor, perfil e o ângulo de aresta na saída da pá, foram otimizados através de um projeto de experimentos, na busca de uma melhor eficiência, porém considerando os parâmetros pré-estabelecidos de sobrevivência dos peixes. Para o cálculo do campo de escoamento foi utilizado o programa FLUENT[®].

Palavras chaves: Turbina Amigável aos Peixes, Eficiência hidráulica, Dinâmica de Fluidos Computacional (DFC), Projeto de Experimentos, Sobrevivência dos Peixes.

ABSTRACT

NIÑO DEL RIO G. E. (2018). Project Methodology of a Fish Friendly Turbine through Optimization Technics based in Design of Experiments.

The object of this work is the development of a methodology for the design of a Fish Friendly Turbine, based on the turbo-machinery classical theories, in a way to guarantee a major hydraulic efficiency. At same time taking in consideration the velocities and pressure variation, as well as the shear forces measured by the strain rate for the fish survival through the rotor turbine passage.

At the numerical simulations, was developed in Tcl / Tk language, a script based on the previously established methodology for the preliminary design of the rotor, for the generation of the different parameterized rotor geometries, in a semi-automatic way in ICEM CFD®. The geometric variables, such as the sweep angle, the rotor height, the hydrodynamic profile and the edge blade angle at the outlet rotor, are optimized through a design of experiments with a purpose to reach a better efficiency, however subject to the fish survival criteria previously established. For the field flow calculation, was used the FLUENT® software.

Keywords: Fish Friendly Turbine, Hydraulic Efficiency, Design of the Experiments, Computational Fluids Dynamics (CFD), Fish Survival.

SUMÁRIO

1	INTRODUÇÃO.....	1
1.1	Considerações Iniciais.....	1
1.2	Motivação e Justificativa.....	4
1.3	Objetivos	6
1.3.1	Objetivo Geral	6
1.3.2	Objetivos Específicos.....	6
1.4	Estrutura do Trabalho.....	6
2	REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	8
2.1	Regulação Atual com respeito aos Cuidados da Fauna Aquática	12
2.2	Parâmetros de Projeto e Desenvolvimento de uma Turbina Amigável aos Peixes.....	13
2.3	Situações Principais de Mortandade dos Peixes	13
2.4	Mecanismos Existentes para a Proteção da Fauna Aquática nas Usinas Hidrelétricas...	14
2.5	Modelos de Predição para o Batimento e Mortandade dos Peixes	15
3	METODOLOGIA DE PROJETO PRELIMINAR DE UM ROTOR DE TURBINA AMIGÁVEL AOS PEIXES	18
3.1	Geração do Cubo.....	28
3.2	Geração do Traçado da Pá.....	32
3.3	Geração da Base da Pá do Rotor	33
3.4	Construção dos Perfis Hidrodinâmicos no Traçado da Pá.....	35
3.5	Correção do Ângulo Absoluto de Saída na Largura Média da Pá.....	39
4	SIMULAÇÃO NUMÉRICA	43
4.1	Formulação Matemática.....	43
4.2	Escoamento Turbulento	45
4.3	Modelo de Turbulência	47
4.4	Lei de Parede.....	51
4.5	Referencial Inercial e Não-Inercial	53
4.6	Geração da Geometria.....	55
4.7	Geração de Malha e Independência de Malha	58

4.8 Condições de Contorno	64
4.9 Esquemas Numéricos de Solução	67
5 OTIMIZAÇÃO ATRAVÉS DE UM PROJETO DE EXPERIMENTOS (DOE).....	70
5.1 5.1 Variáveis de Parametrização da TAP	70
5.2 5.2 Avaliação dos Parâmetros de Sobrevivência dos Peixes na TAP	71
6 ANÁLISE DE RESULTADOS	74
6.1 Geometria Otimizada da TAP	74
6.2 Análise dos Efeitos Principais e das Interações das Variáveis Envolvidas no DOE	76
6.3 Curvas Características da TAP - Geometrias Inicial e Otimizada	82
6.4 Análise do Campo do Escoamento das Geometrias Inicial e Otimizada da TAP.....	86
7 CONCLUSÕES E SUGESTÕES	99
7.1 Conclusões	99
7.2 Sugestões para Trabalhos Futuros.....	101

APÊNDICES

Apêndice A Determinação dos ângulos β_4 e $\alpha_{4r\theta}$ e componentes da velocidade absoluta média à entrada do rotor c_4	108
Apêndice B Geração do Traçado da Pá com Ângulo de Ataque Variável e Constante.....	112
Apêndice C Construção dos Perfis Hidrodinâmicos no Traçado da Pá e Geração da Base da Pá do Rotor (Abordagem vectorial).....	117
Apêndice D Verificação de y^+	125
Apêndice E Dados de Post-processamento para a Determinação de Independência de Malha.....	126
Apêndice F Perfis selecionados.....	127
Apêndice G Resultados do Experimento Fatorial (DOE) e Média Ponderada.....	129
Apêndice H Indicadores de Pressão Total, da Taxa de Cisalhamento e da Taxa de Variação de Pressão para a Geometria Inicial e otimizada do Rotor da TAP.....	131

LISTA DE FIGURAS

Figura 1.1 Pressão de exposição aos peixes através da passagem da turbina.	2
Figura 1.2 Mecanismos de ferimentos sobre os peixes, através da passagem da turbina..	3
Figura 2.1 Bomba tipo parafuso, para transporte de peixes.	9
Figura 2.2 Eliminação de folga entre o cubo e as pás numa turbina Kaplan.....	11
Figura 2.3 a) Rotor axial convencional. b) Rotor axial com melhorias no traçado para a passagem dos peixes através da turbina.	11
Figura 2.4 Situações Principais na mortandade dos peixes em Usinas hidrelétricas operadas pela CEMIG.....	14
Figura 3.1 Rotores de turbinas amigáveis aos peixes.....	18
Figura 3.2 Faixa de operação de turbinas amigáveis aos peixes..	19
Figura 3.3 Esboço geral para o dimensionamento básico do rotor da TAP.	21
Figura 3.4 Elementos de projeto preliminar de rotores tipo Francis..	22
Figura 3.5 Fluxograma para o dimensionamento básico do rotor.	24
Figura 3.6 Configuração na entrada da velocidade meridional no rotor.	25
Figura 3.7 Determinação aproximada da espessura tangencial da pá na entrada do rotor, no plano $r\theta$	26
Figura 3.8 Configuração de triângulo de velocidades na entrada do rotor, sem choque e ângulo inicial λ_4	27
Figura 3.9 Forma do cubo do rotor no plano rz	28
Figura 3.10 Construção geométrica do cone do cubo.	29
Figura 3.11 Geração de esboço da base da pá, incluindo a curva de extrapolação.	35
Figura 3.12 Projeção do perfil sobre as retas perpendiculares às curvas da construção da base de pá.....	37
Figura 3.13 Projeção do perfil sobre as retas perpendiculares às curvas da construção da base de pá.....	38
Figura 3.14. Vistas frontal e isométrica no bordo de fuga da pá.....	40
Figura 3.15 Triângulo de velocidades inicial e corrigido à saída do rotor no plano meridional, para uma saída axial do escoamento à largura média da pá.....	41
Figura 3.16 Fluxograma para a correção no ângulo do escoamento na saída do rotor, para o fluxo totalmente axial na largura média da pá.....	42
Figura 4.1 Regiões da camada-limite em um escoamento turbulento.....	52
Figura 4.2 Domínios na simulação numérica para a TAP.....	53
Figura 4.3 Tubo de sucção projetado utilizando curvas hiperbólicas no seu cotovelo.	54
Figura 4.4 Tubo acoplamento rotor-tubo de sucção.....	55
Figura 4.5 Vistas principais do rotor inicial da TAP.....	56

Figura 4.6 Fragmento do <code>script.rpl</code> para a geração do rotor completo.....	56
Figura 4.7 Ângulos $\beta_{4r\theta}$ e $\beta_{5r\theta}$ no traçado das curvas da base da pá.	57
Figura 4.8 Partes do domínio do rotor da TAP.....	58
Figura 4.9. Malha do rotor do da TAP.	59
Figura 4.10. Malha estruturada hexaédrica multi-bloco do tubo de sucção.	60
Figura 4.11 a) Plano de corte transversal da malha do domínio do rotor. b) Detalhe no plano de corte transversal do rotor.	60
Figura 4.12 a) Corte na vista transversal da malha do domínio do rotor. b) Detalhe do corte na vista transversal, no bordo de ataque do rotor.	61
Figura 4.13 a) Corte longitudinal da malha do domínio do rotor b) Detalhe do corte longitudinal, no bordo de fuga do rotor.....	61
Figura 4.14 Determinação da pressão estática na saída do tubo de sucção.....	65
Figura 4.15 Curva de resíduos na continuidade de um caso simulado, depois das 4000 iterações.....	68
Figura 4.16 Fluxograma para a geração e simulação numérica da TAP.	69
Figura 6.1 Gráfico de efeitos principais para a eficiência hidráulica.	76
Figura 6.2 Gráfico de Pareto dos efeitos padronizados na eficiência hidráulica.....	77
Figura 6.3 Gráfico de interação entre o tipo de perfil e o ângulo na aresta da pá na saída do rotor, λ_5 , na eficiência hidráulica.....	77
Figura 6.4 Gráfico de interação entre o ângulo θ e o ângulo da na aresta da pá à saída do rotor, λ_5 , na eficiência hidráulica.....	78
Figura 6.5 Gráfico de Efeitos Principais para o indicador de Pressão mínima.	79
Figura 6.6 Gráfico de Pareto dos efeitos padronizados na pressão mínima.	79
Figura 6.7 Gráfico de Efeitos Principais para o indicador da taxa de cisalhamento.	80
Figura 6.8 Gráfico de Pareto dos efeitos padronizados no indicador da taxa de cisalhamento.	80
Figura 6.9 Gráfico de Efeitos Principais para o indicador da taxa de variação de pressão.	81
Figura 6.10 Gráfico de Pareto dos efeitos padronizados no indicador da taxa de variação de pressão.	81
Figura 6.11 Gráfico de interação das variáveis do perfil e o ângulo λ_5 no indicador da taxa de variação de pressão.	82
Figura 6.12. Curvas características da geometria inicial da TAP.....	84
Figura 6.13. Curvas características da geometria otimizada da TAP.....	84
Figura 6.14 Contornos de pressão estática da geometria inicial do rotor da TAP. [Pa]. a) com a cinta, b) sem a cinta, c) de topo sem a cinta.	86
Figura 6.15 Contornos de pressão estática na geometria otimizada do rotor da TAP [Pa]. a) com a cinta, b) sem a cinta e c) vista de topo sem a cinta.	86
Figura 6.16 Linhas de corrente na geometria inicial do rotor da TAP. a) com a cinta, b) sem a cinta.	87
Figura 6.17 Linhas de corrente na geometria otimizada do rotor. a) com a cinta, b) sem a cinta.	87
Figura 6.18 Iso-superfície da pressão de vapor da água, 2,337kPa, a 20°C, para a geometria inicial do rotor.	88

Figura 6.19. Iso-superfície da pressão de vapor da água, 2,337kPa, a 20°C, para a geometria otimizada do rotor.....	88
Figura 6.20 Contornos de pressão total da geometria inicial do rotor da TAP. [Pa]. a) com a cinta, b) sem a cinta e c) vista de topo sem a cinta.	89
Figura 6.21 Contornos de pressão total da geometria otimizada do rotor da TAP. [Pa]. a) com a cinta, b) sem a cinta e c) vista de topo sem a cinta.	89
Figura 6.22 Contornos de pressão estática e plano de corte longitudinal de contornos de pressão estática da geometria inicial da TAP. [Pa].	90
Figura 6.23 Contornos de pressão estática e plano de corte longitudinal de contornos de pressão estática da geometria otimizada da TAP. [Pa].	91
Figura 6.24 Linhas de corrente da geometria inicial da TAP.	91
Figura 6.25 Linhas de corrente da geometria otimizada da TAP.	92
Figura 6.26. Contornos da intensidade turbulenta no corte longitudinal para as geometrias da TAP. a) Geometria inicial da TAP. b) Geometria otimizada da TAP.	93
Figura 6.27 Contornos da intensidade turbulenta a diferentes alturas do domínio rotor da geometria inicial.	94
Figura 6.28 Contornos da intensidade turbulenta a diferentes alturas do domínio rotor da geometria otimizada.	94
Figura 6.29 Contornos da intensidade turbulenta dos domínios dos rotores da TAP. a) Geometria inicial do rotor b) Geometria otimizada do rotor.	95
Figura 6.30 Contornos de pressão total da geometria inicial do rotor da TAP para a vazão de 18m ³ /s. [Pa]. a) com a cinta, b) sem a cinta e c) vista de topo sem a cinta.	96
Figura 6.31 Contornos de pressão total da geometria otimizada do rotor da TAP para a vazão de 18m ³ /s. [Pa]. a) com a cinta, b) sem a cinta e c) vista de topo sem a cinta.	96
Figura 6.32 Linhas de corrente na geometria inicial do rotor com vazão de 18m ³ /s. a) com a cinta, b) sem a cinta.	97
Figura 6.33 Linhas de corrente na geometria otimizada do rotor com vazão de 18m ³ /s. a) com a cinta, b) sem a cinta.	97
Figura 6.34 Iso-superfície da pressão de vapor da água, 2,337kPa, a 20°C, com vazão de 18m ³ /s para a geometria inicial do rotor.....	97
Figura 6.35 Iso-superfície da pressão de vapor da água, 2,337kPa, a 20°C, com vazão de 18m ³ /s para a geometria otimizada do rotor.	98

LISTA DE TABELAS

Tabela 2.1 Projetos preliminares de rotores amigáveis aos peixes. Tabela adaptada	9
Tabela 3.1 Velocidades e ângulos obtidos no triangulo de velocidades na entrada do rotor ...	27
Tabela 4.1 Variáveis geométricas de projeto para geometria inicial do rotor da TAP.....	57
Tabela 4.2 Dimensionamento Básico da geometria inicial do rotor da TAP	57
Tabela 4.3 Parâmetros de malha do rotor da TAP, nas malhas de referência e refinada.	62
Tabela 4.4 Determinação da pressão estática à saída do tubo de sucção na geometria inicial	65
Tabela 4.5 Determinação da altura de sucção na geometria inicial da TAP	66
Tabela 6.1 Respostas do DOE com maior pontuação da média ponderada	74
Tabela 6.2 Variáveis geométricas de projeto para geometria do rotor otimizada da TAP.....	75
Tabela 6.3 Dimensões básicas da geometria do rotor otimizada da TAP	75
Tabela 6.4 Pressão estática à saída do tubo de sucção na geometria otimizada.....	75
Tabela 6.5 Valores de η_h , momento, potência hidráulica e potência de eixo da geometria inicial	83
Tabela 6.6 Valores de η_h , momento, potência hidráulica e de eixo da geometria otimizada	83
Tabela 6.7 Coeficientes de perdas nos tubos de sucção da TAP	92

SIMBOLOGIA

Letras Latinas

\vec{B}	Vetor unitário
b	Largura da pá.
\vec{b}	Vetor com a magnitude da largura da pá b
\vec{b}_e	Vetor posição para curva de extrapolação da pá
\vec{b}_m	Vetor posição para curva com a largura b da pá
bm	Componente do vetor da largura média da pá
C	Fração da distância entre os pontos A e B
c	Velocidade absoluta média na entrada do rotor
c_m	Componente meridional média do rotor
c_u	Componente da velocidade absoluta média na componente de u
e	Espessura
e_s	Espessura superior do perfil medida perpendicularmente à linha media do perfil
e_t	Espessura das pás medida na direção tangencial
D	Diâmetro médio do rotor
\vec{D}	Vetor unitário
$D_{\text{acoplamento}}$	Diâmetro acoplamento
D_{AB}	Distância do segmento \overline{AB}
D_H	Diâmetro Hidráulico
$D_{\text{ponto médio}}$	Distância do ponto médio do polinômio de segunda ordem.
f	Frequência
f_e	Fator de estrangulamento
H	Altura de queda líquida
h	Altura do cubo do rotor
h_{tubo}	Altura do tubo de sucção medida desde saída do domínio do rotor
$h_{\text{coluna água}}$	Pressão em comprimento de água à saída do tubo de sucção

h_{Dr}	Altura do domínio rotor
h_{Drl}	Altura do domínio rotor líquida
h_s	Altura de sucção
h_v	Pressão de vapor em termos de altura
h_b	Pressão barométrica
$I_{turbulenta}$	Intensidade turbulenta
K	Constante de propensão da mortandade dos peixes pelo batimento
\vec{L}	Vetor perpendicular à curva nos pontos discretizados com a magnitude de L_{total}
L_i	Distância entre pontos sucessivos de uma curva
L_{mp}	Linha de curvatura média do perfil
L_{total}	Comprimento total da curva
M	Momento
m_{AB}	Coefficiente angular do segmento \overline{AB}
m_{FG}	Coefficiente angular do segmento \overline{FG}
$N_{pá}$	Número de pás
$N_{p.p.}$	Número de pares de polos
n_{qA}	Rotação Específica (segundo Addison)
$n_{síncrona}$	Velocidade angular síncrona em rpm
P_{min}	Pressão mínima total
P_7	Pressão à saída do tubo de sucção a à saída do tubo de sucção
Q	Vazão
$\vec{R}b$	Vetor posição resultante para os pontos discretizados com a largura da pá
Rb	Componente vetor posição resultante pontos discretizados com largura da pá
$\vec{R}be$	Vetor posição resultante para os pontos discretizados curva de extrapolação
Rbe	Componente vetor posição resultante pontos discretizados na curva de extrapolação
\vec{R}_{bes}	Vetor posição projeção do perfil na parte superior da curva extrapolação da pá
$\vec{R}bm$	Vetor posição resultante para os pontos discretizados curva média da pá
Rbm	Componente vetor posição resultante pontos discretizados curva média da pá
R_e	Número de Reynolds
\vec{R}_i	Vetor posição para a projeção do perfil na parte inferior da curva base (cubo) da pá
\vec{R}_{ib}	Vetor posição para a projeção do perfil, parte inferior da curva com a largura da pá b
\vec{R}_{ibm}	Vetor posição para a projeção do perfil na parte inferior da curva média da pá
\vec{R}_s	Vetor posição para a projeção do perfil na parte superior da curva base (cubo) da pá

\vec{R}_{sb}	Vetor posição para a projeção do perfil, parte superior da curva com a largura da pá b
\vec{R}_{sbm}	Vetor posição para a projeção do perfil na parte superior da curva média da pá
\vec{R}_{bei}	Vetor posição para a projeção do perfil na parte inferior da curva extrapolação da pá
r	Raio no percurso do traçado da pá na raiz do cubo
r_{ad}	Raio adicional para o acoplamento do tubo de sucção
r_{int}	Raio no ponto de intercepção das retas do construção do cubo.
t	Passo das pás
\vec{u}	Velocidade tangencial média
u_{ref}	Velocidade tangencial média de referência
w	Velocidade relativa
w_u	Velocidade relativa média projetada na componente de u
Y	Trabalho específico
$Y_{pá\infty}$	Trabalho específico com número infinito de pás
z	Altura dada pelo polinômio de segunda ordem no eixo z
z_{int}	Altura no ponto de intercepção das retas de construção do cubo

Letras gregas

α	Ângulo da velocidade absoluta do escoamento
β	Ângulo da velocidade relativa do escoamento
$\Delta\lambda$	Acréscimo no ângulo na aresta da pá
Δh	Decréscimo diferencial de pressão
Δx_i	Variação da distância entre pontos sucessivos de uma curva no eixo x
Δy_i	Variação da distância entre pontos sucessivos de uma curva no eixo y
Δz_i	Variação da distância entre pontos sucessivos de uma curva no eixo z
δ	Ângulo de construção na entrada no cubo
ε	Taxa de cisalhamento
ζ	Coefficiente de perda do tubo de sucção
γ	Ângulo de construção na saída no cubo
λ	Ângulo na aresta da pá
ξ	Ângulo complementar do ângulo γ
η_h	Eficiência Hidráulica.
θ	Ângulo de varredura da pá em graus
k	Energia cinética turbulenta
k_l	Constante de relação de diâmetros

k_2	Constante para a determinação da largura da pá
k_3	Constante obtidas em função ângulo β_{4m} .
k_4	Constante obtidas em função ângulo β_{5m}
μ_t	Viscosidade turbulenta
ρ	Massa específica
σ	Coefficiente de Thoma
$\bar{\tau}$	Tensor das tensões viscosas
$\bar{\tau}_t$	Tensor simétrico de Reynolds
v	Ângulo para determinação do raio adicional para a determinação do $D_{acoplamento}$
φ	Ângulo complementar no vértice G do triângulo EFG
ω, N, n	Velocidade angular em rad/s, em rpm, em rps
ω	Taxa de dissipação específica

Subscritos

i	Índice de vetores
j	Índice de vetores
4	à entrada do rotor
5	à saída do rotor
$4e$	Exterior à entrada do rotor
$5e$	Exterior à saída do rotor
$4i$	Interior à entrada do rotor
$5i$	Interior à saída do rotor
$4m$	Entrada média ao rotor da turbina
$5m$	Saída média do rotor da turbina
$5r$	Saída do rotor medida radialmente
$4h$	Entrada do rotor medida verticalmente
$r\theta$	Coordenadas no plano $r\theta$
rz	Coordenadas no plano rz
r	Coordenada cilíndrica no eixo radial
θ	Coordenada cilíndrica no eixo tangencial
x	Coordenada cartesiana no eixo x

<i>y</i>	Coordenada cartesiana no eixo <i>y</i>
<i>z</i>	Coordenada cartesiana no eixo <i>z</i>
<i>ref.</i>	Referência

Siglas

CFD	Computational Fluid Dynamics
DFC	Dinâmica dos Fluidos Computacional
DOE	Design of Experiments
TAP	Turbina Amigável aos Peixes.
AHTS	Advanced Hydropower Turbine System Program

Acrônimos

CAPES	Coordenação de Aperfeiçoamento de Pessoal de Nível Superior
UNIFEI	Universidade Federal de Itajubá

1 INTRODUÇÃO

Considerações Iniciais

Devido à grande necessidade de recursos e os interesses ambientais das diferentes nações, governos e indústrias privadas estão focadas na geração de energia hidroelétrica com reduzido conflito ambiental, para a preservação dos recursos naturais, diminuição do impacto ambiental e manutenção do desenvolvimento sustentável no tempo. Sendo assim, tem-se desenvolvido várias pesquisas sobre possíveis melhorias nos atuais projetos de turbinas hidráulicas, bem como novos projetos de turbinas amigáveis aos peixes, de acordo com os requerimentos relatados por Odeh (1999) e Dixon e Dham (2011), que por sua vez dependem previamente das condições de operação, como energia potencial disponível e a vazão.

Atualmente existe um grande número de turbinas hidráulicas que operam com amplas faixas de queda líquida (alta, média e baixa queda), em configurações convencionais de turbinas (Francis e Kaplan entre outras). Essas turbinas ocasionam sérios danos ambientais, especialmente em relação aos ferimentos causados aos peixes, que têm sido reportados em diversos trabalhos realizados em laboratórios, segundo Abernethy e Amidan (2002) e R2 Resource Consultants Inc. (2008).

Dentro dos diversos estudos realizados sobre os diferentes tipos de ferimentos ocasionados pelas turbinas hidráulicas, os trabalhos de Odeh (1999) e Čada (2001), mostram os mecanismos de ferimentos que atuam sobre os peixes através da passagem pelo canal hidráulico da turbina como mostra a Figura 1.1, sendo os seguintes:

- Altos gradientes de pressão através do canal hidráulico em um breve lapso de tempo.
- Cavitação provocada pelas quedas de pressão abaixo da pressão de vapor da água, o que leva a formação de bolhas, as quais colapsam de maneira violenta, em pouco tempo de terem sido formadas contra os contornos sólidos do rotor e que causam ferimentos aos peixes. Entre os efeitos prejudiciais e agressivos que ocasionam a cavitação em turbinas hidráulicas, encontram-se a erosão dos contornos sólidos do rotor, vibrações e ruídos

excessivos, a diminuição da capacidade dos vertedouros, diminuição da eficiência e queda da potência hidráulica, segundo Horta C. et al. (2000).

- Esforços cisalhantes (forças aplicadas em paralelo ao corpo do peixe provocados pelos gradientes de velocidades não uniformes).
- Batimento ou choque contra os componentes hidromecânicos móveis e fixos da turbina.
- Moagem, que ocorre entre as folgas das partes móveis e as partes fixas da turbina. Vide Figura 1.2.

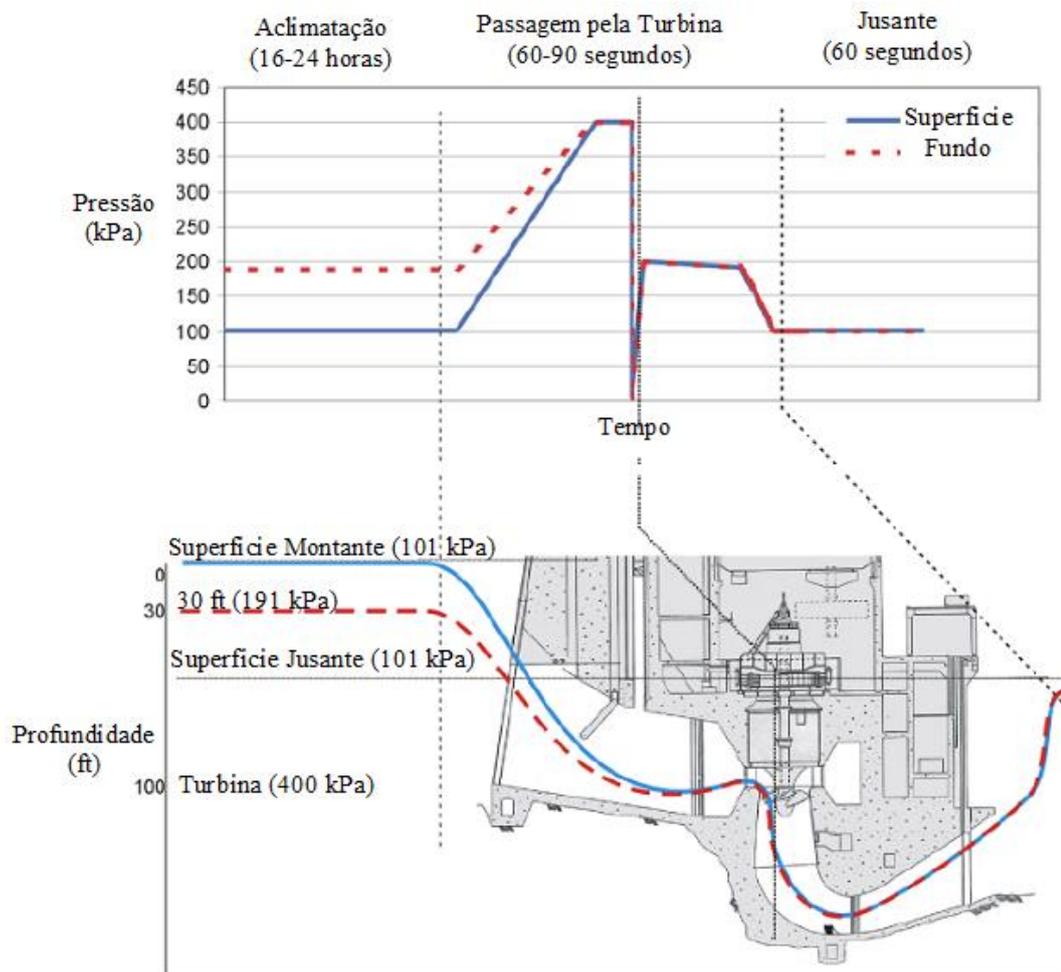


Figura 1.1 Pressão de exposição aos peixes através da passagem da turbina. Fig. adaptada. Abernethy et al. (2001).

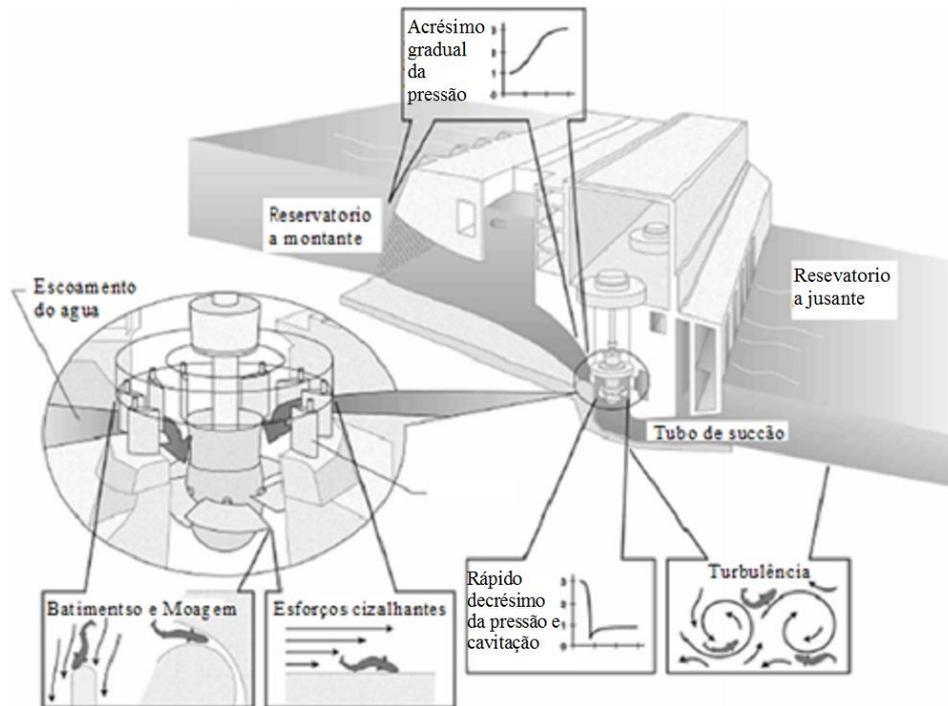


Figura 1.2 Mecanismos de ferimentos sobre os peixes, através da passagem da turbina. Čada (2001). Fig. adaptada.

Além dos ferimentos diretos ocasionados pelos diferentes mecanismos anteriormente descritos, há outros efeitos indiretos gerados a partir destes mecanismos como a supersaturação de gases nitrogênio no sangue dos peixes, o que resulta na mortandade em determinadas espécies que forem mais sensíveis, quando expostas nesta condição durante a passagem pelo canal hidráulico. Assim como, a possível desorientação dos peixes, gerada pelas zonas de alta turbulência.

Em relação às políticas ambientais é uma tendência a nível mundial que os próprios governos das diferentes nações impulsionem a proteção do meio ambiente em procura de um desenvolvimento sustentável, que garanta de maneira efetiva o futuro dos recursos naturais e fauna dos países. Entre os países pioneiros destes desenvolvimentos se encontram os Estados Unidos da América, que mediante o Departamento de Energia (Us. Department of Energy), em trabalho conjunto com a indústria privada, têm feito diversas pesquisas sobre possíveis melhorias nos tipos de turbinas hidráulicas existentes, para torná-las mais amigáveis aos peixes, e também no desenvolvimento de um novo formato de uma turbina em Odeh (1999), Dixon e Dham (2011), Abernethy et al. (2002) e Cook et al. (2000).

Segundo o reportado por Perkins et al. (2013), estaria construída uma instalação de uma usina hidrelétrica com as turbinas amigáveis aos peixes projetadas pela ALDEN no rio Columbia, no estado da Pensilvânia nos Estados Unidos de América, com auspício e suporte

do Departamento Americano de Energia (U.S. Department of Energy). Entre os anos 2016 e 2017, o projeto deveria ser comissionado e testado no seu desempenho para posteriormente ser entregue.

Entretanto, as normas a nível mundial sobre a parte ambiental dos diferentes países com políticas estabelecidas e definidas neste âmbito, obrigam as usinas hidroelétricas a ter mecanismos de proteção para os peixes, que mitiguem os efeitos danosos de modo a diminuir as taxas de mortandade e garantir que não sejam interrompidos os ciclos migratórios e de reprodução. Como é normativo nos Estados Unidos da América pela Comissão Federal Regulatória de Energia segundo o Governo dos EE.UU. (US. GOVERNMENT 1995).

Outro motivo importante que incentiva o desenvolvimento de uma turbina amigável aos peixes, é a diminuição dos investimentos e custos gerados pelas medidas de mitigação, implementadas nas usinas hidrelétricas para garantir os mecanismos de proteção aos peixes, os quais poderiam ser em proporção de uma ordem menor, caso fosse empregado este tipo de turbina. No relatório em U.S. GOVERNMENT (1995) apresenta-se um estudo feito sobre diferentes usinas hidrelétricas nos Estados Unidos de América, sobre os custos de mitigação e seus benefícios. Por meio desse estudo, conclui-se que as cifras do ano de 1993, nos custos de mitigação em milhões de dólares/KWh, ponderados em vinte anos, são valores muito significativos. Desse modo, o emprego de turbinas amigáveis aos peixes poderia reduzir substancialmente o investimento gasto na mitigação.

Motivação e Justificativa

Atualmente há um aumento acelerado no consumo de energia elétrica a nível mundial, devido ao crescimento dos países em via de desenvolvimento tecnológico, no que resultou em melhores condições de vida para a população desses países. Isto faz que as nações tenham como prioridade o desenvolvimento sustentável, velando pela exploração racional de seus recursos naturais, para aproveitá-los da melhor maneira possível e, como consequência, proporcionar o menor impacto ambiental sobre estes com o propósito de preservá-los para futuras gerações.

Considerando que o Brasil é um dos países com maior quantidade de recursos hídricos no mundo, com capacidade instalada para a geração de energia hidrelétrica da ordem de 98,736 GW, o que equivale 61,54% da energia gerada no Brasil. (ANEEL, 2017). Isto faz da geração hidrelétrica a tecnologia mais utilizada no Brasil para a geração da energia elétrica. Porém a geração de energia hidrelétrica tem forte impacto ambiental no alagamento de áreas preservadas e na fauna aquática (peixes) que neles habita, tanto com respeito aos efeitos indiretos como

interrupção do ciclo de reprodução e a predação, como também aos efeitos diretos da turbina, que são relacionados aos mecanismos de ferimentos nos peixes, já mencionados anteriormente.

A realização deste projeto se justifica com base no contexto atual do Brasil, que está focado no cuidado e preservação dos recursos naturais e o meio ambiente, para o desenvolvimento sustentável como nação, e devido a que não existe uma metodologia para o projeto de turbinas hidráulicas que sejam amigáveis aos peixes, e que por sua vez tenham um ótimo comportamento hidrodinâmico em termos de eficiência e potência.

A maioria das turbinas hidráulicas existentes, nas usinas hidrelétricas de média e grande capacidade para a geração de energia elétrica, incluindo no Brasil, tem geralmente alta eficiência em torno de 90 a 95%, associada a uma grande capacidade de geração de potência mecânica. Porém os índices de taxa de mortalidade dos peixes apresentados pela operação destas máquinas são muito elevados, causando um alto impacto a nível ambiental, e aumentando os custos de investimento para mitigação dos efeitos causados pelos mecanismos de ferimentos que sofrem os peixes através da passagem pelos canais hidráulicos das turbinas.

Por esta razão tem surgido uma tendência de interesse, na realização de melhoria nos tipos de turbinas existentes ou no projeto de novas unidades para que sejam mais amigáveis com os peixes, motivando uma menor taxa de mortandade e/ou de ferimentos, sem que apresentem uma queda significativa na eficiência da turbina hidráulica. Ver Odeh (1999).

Portanto, surge a motivação tecnológica e científica de desenvolver o projeto de uma turbina amigável aos peixes com base na integração de técnicas da Dinâmica dos Fluidos Computacional (DFC) e a otimização através um de projeto de experimentos, mediante a parametrização da geometria do rotor, e considerando as condições de operação, que os peixes podem suportar.

Objetivos

1.3.1 Objetivo Geral

Desenvolver uma metodologia de projeto otimizado de uma turbina amigável aos peixes TAP, assim como determinar as curvas características de operação, através das análises do plano de experimentos, com o intuito de obter uma admissível eficiência hidráulica, além de características hidrodinâmicas que permitam a operação da turbina dentro de limites aceitáveis para a sobrevivência dos peixes.

1.3.2 Objetivos Específicos

- Baseado no projeto preliminar, definir as grandezas geométricas com base nas condições de projeto (Q, H, n) , construção das geometrias parametrizadas do rotor através do programa computacional (tap.for) em Fortran em combinação com comandos de edição em linguagem Tcl/Tk, para interpretação pelo software comercial ICEM-CFD®.
- Otimização da geometria do rotor, através da construção do projeto de experimentos (DOE), para as máximas eficiências hidráulicas, tendo em conta por sua vez, os critérios considerados para o projeto de uma turbina amigável aos peixes, reduzindo as taxas de mortandade e ferimento aos peixes.
- Comparar as características entre a geometria inicial e a otimizada no DOE, da Turbina Amigável aos Peixes (TAP).

Estrutura do Trabalho

O presente trabalho está dividido em sete capítulos, como segue:

1. Introdução: É apresentada a proposta da tese, seus objetivos e o conteúdo do trabalho. São discutidos a motivação, a justificativa e a importância do desenvolvimento de um canal hidrodinâmico de uma turbina que seja amigável aos peixes com base na integração da DFC e da otimização, mediante a geração de um experimento fatorial, das variáveis geométricas parametrizadas na metodologia do rotor, para determinar a geometria com o melhor desempenho integral, buscando uma alta eficiência hidráulica além da redução das taxas de mortandade e ferimentos aos peixes.

2. Revisão bibliográfica: É feita a revisão de trabalhos com relação aos antecedentes e avanços tecnológicos e científicos em referência aos projetos de turbinas amigáveis aos peixes, assim como nas normas vigentes, respeito ao cuidado da fauna aquática e os parâmetros de projeto que devem ser levados em consideração para a sobrevivência dos peixes através da passagem dos peixes nos canais hidráulicos do rotor da turbina.

3. Desenvolvimento de uma metodologia de projeto preliminar de um rotor amigável aos peixes: É abordada a metodologia empregada para o dimensionamento inicial do rotor, adotando as teorias clássicas das turbomáquinas para o traçado do canal do rotor.

4. Simulação Numérica: neste capítulo é tratada a formulação matemática, o modelo de turbulência, e as condições de contorno empregadas na simulação numérica da Turbina Amigável aos Peixes (TAP). Discute-se também a geração da geometria e malha computacional do rotor inicial da TAP, incluindo a análise da independência de malha no rotor da TAP.

5. Metodologia de Otimização através da Realização de um Projeto de Experimentos (DOE), maximização do desempenho hidráulico da turbina, considerando os limites definidos pelas condições ótimas do escoamento, que reduzem as taxas de mortalidade dos peixes.

6. Análise de Resultados: É feita a análise do comportamento, entre o projeto inicial e o otimizado, obtidos através do cálculo do campo de escoamento (DFC), analisando a influência de cada uma das variáveis parametrizadas no comportamento da eficiência hidráulica, como também os critérios de projeto para as turbinas amigáveis aos peixes.

7. Conclusões e sugestões: Este capítulo é destinado às conclusões e sugestões para trabalhos futuros visando dar continuidade à presente pesquisa.

2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

Desde meados da década de noventa (1994) o Departamento de Energia dos Estados Unidos (The US. Department of Energy), o Instituto de Investigação para a Potência Elétrica (Electric Power Research Institute) e a Fundação para a pesquisa em Hidro Potência (Hydropower Research Foundation), criaram o Programa Avançado para Sistemas de Turbinas Hidráulicas (The Advanced Hydropower Turbine System Program (AHTS)).

No contexto do andamento do programa (AHTS) foi apresentado pelo Departamento Americano de Energia (The US. Department of Energy) em Odeh (1999) o desenvolvimento de melhorias nas turbinas hidráulicas existentes para que fossem mais amigáveis aos peixes, bem como também o desenvolvimento de um novo projeto de turbina totalmente amigável aos peixes, onde foram selecionadas como partes contratadas para a realização deste trabalho as companhias VOITH HYDROPOWER e ALDEN.

Em Odeh (1999), com base em pesquisas previamente feitas, foram estabelecidos os parâmetros principais e as considerações de projeto para uma turbina amigável aos peixes, os quais serão apresentados posteriormente, para o projeto de um novo rotor de turbina amigável aos peixes, de acordo com as características dos rotores que se tinham no momento na maioria das usinas e centrais hidrelétricas nos EE.UU. (Turbinas Francis e Kaplan).

O projeto preliminar da turbina amigável aos peixes segundo Odeh (1999) foi realizado com base num rotor tipo parafuso diagonal de uma bomba aplicada para transporte de peixes, de uma única pá, garantindo assim, um amplo canal, além de folgas mínimas entre o rotor e a voluta, com eficiência máxima de 79%. Vide Figura 2.1

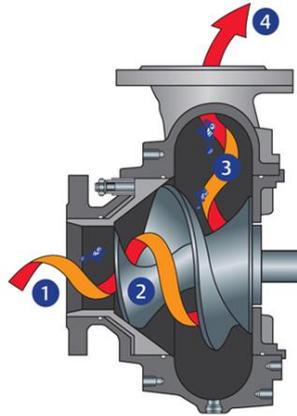


Figura 2.1 Bomba tipo parafuso, para transporte de peixes. Fonte: Hidrostral-EVO Pumps

Além do rotor tipo parafuso de uma única pá escalado para ser simulado como rotor no modo turbina (Odeh, 1999), foram avaliados mais dois rotores com duas e três pás utilizando análises de DFC, onde verificou-se que o rotor de três pás teve o melhor desempenho hidrodinâmico, em torno de 90% de eficiência total, seguido do rotor de duas pás com 89% de rendimento total.

Na tabela 2.1 são mostrados os resultados obtidos em Odeh (1999), a análise preliminar dos três rotores para o desenho de uma turbina amigável aos peixes.

Tabela 2.1 Projetos preliminares de rotores amigáveis aos peixes. Tabela adaptada

Caso	Descrição do projeto	Número de pás	Diâmetro de entrada rotor (m)	Altura rotor (m)	Rotação (rpm)	Altura líquida de queda (m)	Eficiência total (%)
1	Rotor de bomba adaptado usado como rotor de turbina	1	6,77	3,29	61,2	29,26	79
2	Novo projeto de turbina	3	4,94	3,75	73	25,6	90
3	Novo projeto de turbina	2	5,33	4,05	68	25,9	89

Observações:

Diâmetro do rotor na melhor eficiência

Queda líquida entre o nível a montante e a caixa espiral da turbina

As Eficiências obtidas incluem as perdas do tubo de sucção e da caixa espiral

Para o caso N°3 a eficiência total poderia ser reduzida em torno de 1% com uma redução do 30% aproximadamente no diâmetro do rotor (3,74 m de diâmetro e 2,865 m de altura do rotor)

Fonte: Hydropower A Summary of Environmentally Friendly Turbine Design. Tabela adaptada Odeh. Ano 1999.

Dentro das conclusões e resultados apresentados por Odeh (1999), se encontrou que o projeto do rotor de uma única pá se tornou demasiado ineficiente, apesar de ter um canal suficientemente comprido.

A cinta faz parte do conjunto motriz do rotor e foi fixada aos bordos das pás para eliminação das folgas, portanto, sendo solidária à rotação do rotor da turbina, com o propósito de evitar a moagem dos peixes.

Cook et al. (2000) apresentou um relatório ao Departamento Americano de Energia (US. Department of Energy) com relação a proposta para a montagem de um modelo reduzido de uma turbina amigável aos peixes, com um rotor previamente projetado e a realização da análise do comportamento do escoamento na caixa espiral. Para o cálculo do campo de escoamento foram utilizadas técnicas de DFC; resultados locais dos perfis de velocidade absoluta foram verificados ao longo de percurso em função da variação da posição angular da caixa espiral. Nessa análise de Cook et al. (2000), foram consideradas duas situações: com sistema diretor de palhetas diretrizes e sem sistema diretor.

Em Abernethy e Amidan (2002) foi realizado um estudo experimental comparativo sobre os efeitos da pressão e a supersaturação de gases dissolvidos nos peixes, numa simulação da passagem dos peixes, através de um regime de pressão, obtido de uma turbina Kaplan num modo de operação mais amigável aos peixes, com o propósito de diminuir a taxa de mortandade nos peixes e problemas associados à variação de pressão.

Dixon e Dham (2011) apresentaram para o Departamento Americano de Energia um relatório técnico sobre o desenvolvimento de um projeto preliminar de uma turbina amigável aos peixes e um modelo reduzido a ser ensaiado, desenvolvido pela ALDEN. Nesse relatório encontra-se de maneira detalhada as análises estruturais e o campo de escoamento através da DFC para cada um dos componentes principais da turbina. As simulações numéricas foram validadas com base nos resultados obtidos experimentalmente. Com base nessas análises, foram feitas modificações no projeto inicial, alterando a geometria do canal com objetivo de aprimorar a hidrodinâmica resultando numa maior eficiência.

Segundo o reportado por Perkins et al. (2013), entre os anos 2014 e 2015, estaria projetada a instalação de uma turbina amigável aos peixes e seus componentes, assim como a construção da casa de máquinas, no rio Columbia, no estado da Pensilvânia nos Estados Unidos de América, e realizadas as concernentes provas da eficiência da turbina, desempenho mecânico e de sobrevivência dos peixes. Entre os anos 2016 e 2017, o projeto seria testado no seu desempenho para posteriormente ser entregue.

Por outro lado, há empresas fabricantes de turbinas hidráulicas como a Voith (2011), que tem feito melhorias na geometria das turbinas Kaplan com a mudança de um cubo em formato esférico, que aumenta consideravelmente a sobrevivência dos peixes através de eliminação de folgas entre a raiz da pá e cubo, gerando adicionalmente um acréscimo no rendimento da turbina. Vide Figura 2.2.



Figura 2.2 Eliminação de folga entre o cubo e as pás numa turbina Kaplan. Fonte: VOITH (2011).

Desta mesma maneira, em aliança, o Corpo Americano de Engenheiros Militares (U.S. CORPS OF ARMY ENGINEERS 2016) com a VOITH HYDRO e outras parcerias, projetaram um novo rotor de turbina axial de pás fixas, com melhorias para a passagem dos peixes através dos canais hidráulicos do rotor, como a substituição de um dos rotores existentes na represa de Ice Harbor no rio Columbia, no Estados Unidos. Vide Figuras 2.3a e 2.3b, onde são mostrados o antigo rotor da turbina axial e a novo rotor da turbina axial pelo qual foi substituído.

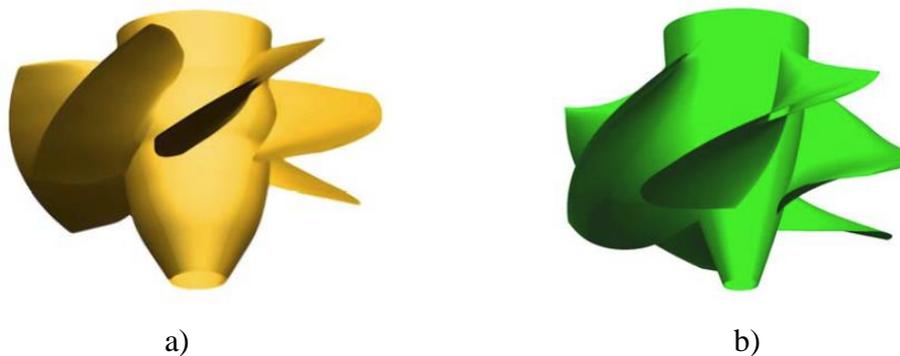


Figura 2.3 a) Rotor axial convencional. b) Rotor axial com melhorias no traçado para a passagem dos peixes através da turbina. Figura adaptada. Fonte U.S. CORPS OF ARMY ENGINEERS (2016).

Adicionalmente, tem-se projetado o desenvolvimento de outra turbina tipo Kaplan com melhorias na sua geometria para a passagem dos peixes no rotor.

Quanto às pesquisas realizadas até o momento no Brasil, com relação à redução das taxas de mortalidade em usinas hidrelétrica, estão-se os seguintes projetos a continuação:

No projeto Eletrobrás –Furnas em parceria com a Universidade Federal de Minas Gerais foi proposto um estudo (em andamento), intitulado “Pesquisa e desenvolvimento de Turbinas Amigáveis” (Furnas –Eletrobrás 2007/2008). A Andritz Hydro, também tem proposto melhorias nas turbinas hidráulicas de baixa queda (turbinas axiais) com base na identificação experimental e numérica (DFC) para a avaliação das condições de menores ferimentos aos peixes (Formaggio et al. 2014).

Regulação Atual com respeito aos Cuidados da Fauna Aquática

Referente à maneira como as diferentes nações estão evoluindo, incluindo o Brasil, em busca de um desenvolvimento sustentável no tempo, se faz necessária a proteção e racionalização dos recursos naturais por parte destas, por meio de políticas ambientais para o cuidado dos recursos do meio ambiente.

O Brasil estabeleceu a lei de Crimes Ambientais, Lei 9.605 de 1998, onde são punidos os danos à fauna de peixes ocasionados pelas usinas hidrelétricas, tanto de maneira econômica em forma de multas e até em forma penal, dependendo da gravidade e do impacto ambiental gerado.

O artigo 24 do Decreto 6514 de 2008 em complementação da Lei 9.605 de 1998, determina os valores das multas a serem aplicadas dependendo da magnitude da afetação e impacto ambiental ocasionado na fauna Brasileira, sendo o IBAMA (Instituto Brasileiro do Meio Ambiente e Recursos Naturais Renováveis) o ente encarregado de administrar e dar cumprimento ao estabelecido pelas leis ambientais.

Quanto as multas que têm sido pagas pelas usinas hidrelétricas, existem numerosos casos e antecedentes de pagamentos milionários devido às grandes quantidades de mortalidade de peixes pela operação das Usinas Hidrelétricas, como é o caso registrado em Jaguará interior do Estado de Minas Gerais em fevereiro de 2000 com mais de cinco milhões de peixes mortos, pagando a CEMIG um valor de infração de R\$ 750.000,⁰⁰ segundo a Folha de São Paulo (2000) dito por Loures (2012). Da mesma maneira, o caso da multa de R\$ 7.700.000,⁰⁰, aplicada à empresa Mesa, pela morte de 11 toneladas de peixes, responsável pela construção da Usina

hidrelétrica de São Antônio, no Rio Madeira, no Estado de Rondônia em 2008. (IBAMA, 2008); um outro caso, multa aplicada pelo IBAMA à Usina hidrelétrica do Estreito nos Estados de Maranhão e Tocantins, por várias irregularidades, entre elas, a grande mortalidade de peixes ocasionada pelo teste das turbinas hidráulicas, no valor de R\$ 4.500.000,00, segundo Simbiota Blog (2017).

Parâmetros de Projeto e Desenvolvimento de uma Turbina Amigável aos Peixes

Dentro dos parâmetros mais importantes estabelecidos para o projeto da turbina amigável aos peixes tidos inicialmente em consideração por Odeh (1999) foram:

- Velocidade periférica do rotor da turbina igual ou menor que 12 m/s,
- Pressão mínima de 68,8 kPa,
- Taxa de variação de pressão: $c \frac{dP}{dS}$, igual ou menor que 550,3 kPa/s,
- Taxa de cisalhamento: $\varepsilon = \frac{dV}{dS}$, menor que 180 1/s,
- Maximização do canal hidráulico entre pás,
- Minimização do número de pás
- Folga igual ou menor que 2 mm entre o rotor e os componentes fixos.

Situações Principais de Mortandade dos Peixes

Dentro das situações principais de mortalidade dos peixes nas usinas hidrelétricas estão envolvidos vários fatores na operação das usinas tais como:

- Drenagem das turbinas,
- Parada/ partida das turbinas,
- Variação da carga (Variação da vazão de operação),
- Operação de vertedouro,
- Operação síncrona,
- Operação normal,

- Outros.

Pode-se observar na Figura 2.4, segundo o relatório feito por Loures (2012), nos dados coletados nas usinas hidrelétricas que estão sob controle da CEMIG, pode-se ver que as três primeiras situações fundamentais da mortalidade de peixes na operação das usinas, são relacionadas em primeira instância à drenagem das turbinas, e em seguida à partida e parada das turbinas, e em terceira instância a outros fatores que não são mencionados pela fonte citada anteriormente. Embora a drenagem das turbinas seja a causa principal de mortalidade nas usinas, pode ter diminuído seu impacto quase na sua totalidade mediante a aplicação de procedimentos de resgate dos peixes antes de drenagem das máquinas. Por enquanto, a parada e partida das turbinas não encontram nenhum procedimento que possa mitigar o impacto gerado por essa situação, além dos mecanismos de proteção utilizados para evitar a passagem dos peixes pelas turbinas, sendo esta a causa mais crítica na mortalidade de peixes nas usinas hidrelétricas.

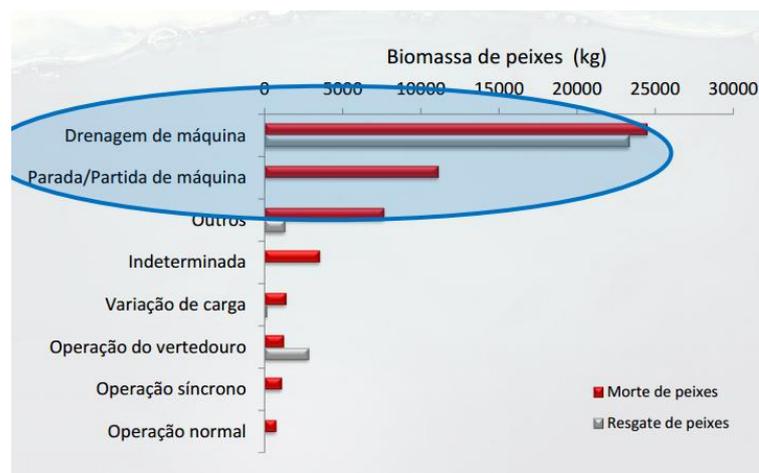


Figura 2.4 Situações Principais na mortalidade dos peixes em Usinas hidrelétricas operadas pela CEMIG. Fonte: Loures (2012).

Mecanismos Existentes para a Proteção da Fauna Aquática nas Usinas Hidrelétricas

Entre os custos mais onerosos na construção de usinas hidrelétricas encontram-se os mecanismos de mitigação de impacto ambientais para a proteção da ictiofauna como são os mecanismos de transposição (escadas, canais secundários, eclusas e elevadores) e que apresentam limitações de aplicação condicionadas às condições de operação de cada usina em particular segundo Andrade e Araújo (2011).

Assim mesmo, existem os mecanismos de repulsão utilizados nas usinas hidrelétricas (entre as quais se encontram os campos elétricos, luzes estroboscópicas, o som e barreiras físicas), que têm um certo grau de eficácia na dissuasão da passagem dos peixes pelas turbinas. Campos elétricos, luzes estroboscópicas, e som diminuem significativamente seu grau de eficácia por diversos fatores, como a falta de sensibilidade de algumas espécies para o recebimento destes estímulos, e a perda de intensidade do estímulo por fatores externos (turbidez da água, excessivo ruído na operação da usina). Em referência ao uso de barreiras físicas, que são bem eficientes na contenção dos peixes, suas principais desvantagens são os altos custos de implementação e apresentação de possíveis obstruções por presença de material flutuante (Andrade e Araújo, 2011).

Modelos de Predição para o Batimento e Mortandade dos Peixes

Com o propósito de ter uma estimativa sobre o batimento nos peixes ao longo dos canais hidráulicos dos diferentes tipos de turbinas existentes, tem-se desenvolvido diferentes modelos de predição para a taxa de probabilidade de batimento nos peixes através da passagem pela turbina, assim como modelos para estimativa para a taxa de probabilidade de sobrevivência nos peixes, referente aos batimentos diretos contra os bordos de ataque das pás dos rotores das turbinas hidráulicas.

Dentro das variáveis que geralmente são contempladas nestes tipos de modelos para a estimativa da taxa de probabilidade de batimento nos peixes, são consideradas as condições de operação (velocidade rotacional do rotor), a geometria do rotor da turbina (tipo de rotor e número de pás), o tamanho dos peixes, a trajetória dos peixes, relativas às linhas de corrente, condições de descarga e o ângulo com o qual o escoamento é guiado através da pá da turbina (ângulo de entrada da velocidade relativa na pá), segundo o dito por Amaral (2001).

Bem como tem-se desenvolvido vários modelos de estimativa da taxa de probabilidade de batimento para turbinas tipo Kaplan e tipo Francis, de grandes e pequenas capacidades de geração hidrelétrica. Devido a que o projeto da geometria do rotor da TAP, na concepção de seu projeto, a entrada do escoamento ao canal hidráulico do rotor da turbina será de tipo diagonal, será feita uma ênfase nos modelos apresentados de estimativa da taxa de probabilidade de batimento nos peixes para turbinas tipo Francis.

Para os modelos de estimação das taxas de probabilidade de batimento dos peixes em turbinas Francis, são encontrados vários modelos, como foi o proposto por Larinier e Dartiguelongue (1989), citado por Larinier e Travade (2002) para salmões jovens, mostrado na Eq. (2.1).

$$P_{batimento} = \left[\text{sen} \left(-4.21 + 1.25 c_4^{0.821} + 2,28 N^{0.19} \left(\frac{L_{peixe}}{t_4} \right)^{0.84} w_4^{0.71} \right) \right]^2 \quad (2.1)$$

Onde;

$$t_4 = \frac{\pi D_{4m}}{N_{pá}} \quad (2.2)$$

Sendo;

- t_4 o passo à entrada do rotor,
- $N_{pá}$ é o número de pás
- D_{4m} é o diâmetro médio à entrada do rotor em m
- L_{peixe} o comprimento dos peixes, em m
- $P_{batimento}$ é a taxa de probabilidade de batimento de 0 a 1
- c_4 é a velocidade absoluta média à entrada do rotor
- w_4 é a velocidade relativa média à entrada do rotor
- N é a rotação, em rpm

Tendo que para a Eq. (2.1), um coeficiente de correlação de $R=0,87$ com respeito aos dados experimentais de onde foi obtida.

Outro modelo que foi desenvolvido para a estimação da taxa de probabilidade de batimento nos peixes em turbinas Francis, foi o proposto por Frank et al. (1997), citado por Therrien e Bourgeois (2000) para turbinas Francis, e que é apresentado na Eq. (2.3), para pequenos projetos hidrelétricos com baixa queda, onde os ferimentos mais frequentes são pelo batimento nos peixes contra os bordos de ataque das pás, devido ao menor espaço na passagem através do canal hidráulico do rotor.

$$P_{batimento} = \left(\frac{N_{pá} L_{peixe}}{D_{4m}} \right) \left(\left(\frac{\omega D_{4m} \text{sen } \alpha_4}{2\pi c_{m4}} \right) + \frac{\cos \alpha_4}{\pi} \right) \quad (2.3)$$

Onde adicionalmente;

- ω é a velocidade rotacional do rotor, em rad/s,
- α_4 é o ângulo absoluto médio à entrada do rotor, em graus,
- c_{m4} é componente meridional à entrada do rotor, em m/s.

De outra forma, a Alden para o desenvolvimento da sua turbina amigável aos peixes, utilizou o seguinte modelo de estimativa para a taxa de probabilidade de batimento nos peixes mostrado em Hercker G. et al. (2012) e definido mediante a Eq. (2.4).

Da mesma maneira, mediante a introdução de uma constante de propensão da mortandade dos peixes pelo batimento, ao modelo representado na Eq. (2.4), obtendo-se o modelo de predição na taxa de probabilidade de mortandade nos peixes, através da passagem do canal hidráulico do rotor. Vide Eq. (2.5).

$$P_{batimento} = N \left(L_{peixe} \text{sen} \alpha_4 N_{pá} \right) / (60 c_{m4}) \quad (2.4)$$

$$P_{MS} = K N \left(L_{peixe} \text{sen} \alpha_4 \right) N_{pá} / (60 c_{m4}) \quad (2.5)$$

Onde adicionalmente;

- P_{MS} é a taxa de probabilidade da mortandade nos peixes por batimento.
- K é a constante de propensão da mortandade dos peixes pelo batimento.

Esta constante K de propensão da mortandade dos peixes pelo batimento, é de natureza de fracção percentual e é determinada de maneira experimental para cada espécie de peixe.

Por outro lado, pode se determinar um estimativo percentual de sobrevivência ao batimento nos peixes e que é dado por $(P_{MS}-1)$, segundo Amaral et al. (2012).

Os modelos anteriores de predição da taxa de probabilidade e mortandade dos peixes anteriormente apresentados, não serão levados em consideração neste trabalho, devido à dificuldade de serem avaliados com ferramentas de DFC, além de necessitarem de dados estatísticos sobre o comprimento dos peixes e outros dados experimentais previamente obtidos.

3 METODOLOGIA DE PROJETO PRELIMINAR DE UM ROTOR DE TURBINA AMIGÁVEL AOS PEIXES

Neste capítulo serão apresentadas as técnicas clássicas para o projeto conceitual de um rotor de uma turbina amigável aos peixes. O desenvolvimento do projeto preliminar tem como base o relatório técnico da ALDEN (Alden Research Laboratory), em Dixon e Dham (2011), que por sua vez, baseou-se no conceito de um rotor de bomba helicoidal para transporte de peixes e material particulado em suspensão (Pfleiderer, 1960).

A configuração deste tipo de rotor é altamente apropriada, no sentido de que o espaço interno do canal hidráulico entre as pás seja suficientemente amplo, de forma que os peixes possam atravessar livremente, acompanhando a trajetória do escoamento, e assim ter uma diminuição na probabilidade de batimentos contra os bordos de ataque e as paredes internas do canal hidráulico do rotor.

No projeto do rotor tipo parafuso, o escoamento configura-se como radial na entrada e axial na saída, vide Figura 3.1.



Figura 3.1 Rotores de turbinas amigáveis aos peixes. Hercker G. et al. (2012).

Considerando as faixas de operação dadas por Dixon e Dham (2011), conforme a Figura 3.2, este tipo de turbina pode operar, dentro as faixas de vazões entre 28 a 51 m³/s, e uma altura de queda líquida variando entre 23 a 30 m.

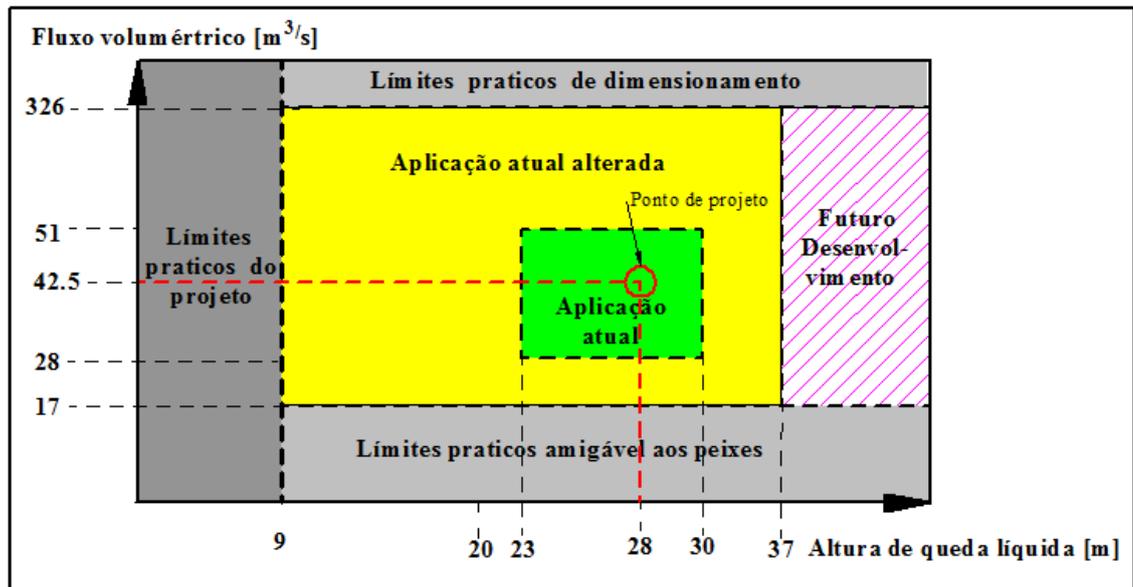


Figura 3.2 Faixa de operação de turbinas amigáveis aos peixes. Fonte: Dixon e Dham. (2011). Figura adaptada.

Considerando que turbinas de maiores dimensões têm maiores eficiências hidráulicas, determinou-se tomar como dados de projeto, as condições de operação da turbina ALDEN, projetada em Dixon e Dham. (2011) (Vide Figura 3.2). A seguir, são mencionados os parâmetros de operação da turbina Alden em Dixon e Dham. (2011) e que serão tomados como dados de projeto para o desenvolvimento da metodologia de projeto da TAP (Turbina Amigável aos Peixes), proposta neste trabalho.

- A altura de queda bruta $H = 31,11$ m, o que corresponde a um projeto de uma turbina de altura de média queda e considerando que $\eta_h = 0,9$ ($\eta_f, \eta_{ab}, \eta_m \cong 1,0$), resulta uma energia disponível para o projeto de $H = 28$ m;
- A vazão do projeto $42,5$ m³/s;
- Rotação, $N = 120$ rpm;
- O número de pás, $N_{pá} = 3$ pás;
- O ângulo de *varredura* de pá será igual a $\theta = 180^\circ$
- O ângulo médio na entrada do escoamento relativo, $\beta_4 = 19,51^\circ$; para efeitos de como foi determinada a sua magnitude. Vide Apêndice A.
- A velocidade tangencial média na entrada, u_4 , 24m/s, considerando a entrada da turbina sem choque.

Quanto ao ângulo de varredura da pá θ , foi escolhido o mesmo ângulo do projeto da turbina Alden, em Dixon e Dham. (2011).

Em relação à rotação, também foi tomado como referência o valor da turbina da ALDEN, além de ser uma rotação síncrona que permite um número inteiro de pares de polos para o gerador eléctrico.

$$N_{p.p.} = \frac{60f}{n_{sincrona}} \quad (3.1)$$

Quanto ao parâmetro da velocidade média na entrada no rotor u_4 , encontra-se acima do valor estabelecido por Odeh (1999) de 12 m/s. Porém, no projeto da turbina de Dixon e Dham. (2011) a velocidade tangencial média na entrada do rotor foi calculada em 24 m/s com base na determinação da largura da pá mediante a presente metodologia pá, o diâmetro à entrada do rotor (D_{4e}) e a rotação da máquina (Vide Figura 3.3).

Com as condições de projeto da turbina, se inicia o dimensionamento do rotor da TAP, para isto, é calculado o valor da rotação específica, n_{qA} , com as condições de projeto previamente estabelecidas. Obtendo-se um $n_{qA} \approx 193$, o que corresponde a um n_{qA} de uma turbina Francis Normal. Vide Eq. (3.2).

$$n_{qA} = n \frac{Q^{1/2}}{Y^{3/4}} 10^3 \quad (3.2)$$

Enquanto ao dimensionamento básico do rotor, foram determinadas as principais dimensões do rotor, e que são mostradas na Figura 3.3, onde:

- D_{4i} , é o diâmetro à entrada do rotor no cubo da turbina
- D_{4m} , é o diâmetro médio na entrada do rotor
- D_{4e} , é o diâmetro na ponta da pá na entrada do rotor
- D_{5i} , é o diâmetro na saída do rotor no cubo da turbina
- D_{5m} , é o diâmetro médio à saída do rotor
- D_{5e} , é o diâmetro externo na saída do rotor
- b_{4h} é a largura da pá na entrada do rotor medida axialmente
- b_{5r} é a largura da pá na saída do rotor medida radialmente
- λ_4 é o ângulo na aresta da pá na entrada do rotor
- λ_5 é o ângulo na aresta da pá na saída do rotor

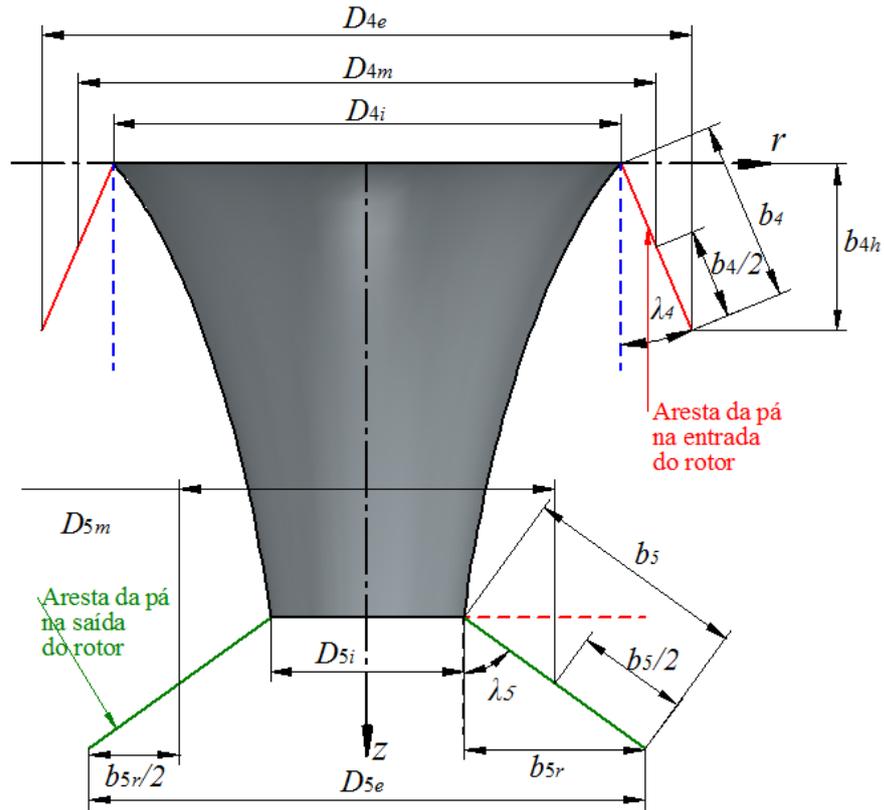


Figura 3.3 Esboço geral para o dimensionamento básico do rotor da TAP.

Os valores adotados para os ângulos na aresta da pá na entrada e saída do rotor, λ_4 e λ_5 , na construção da geometria inicial do rotor, serão $\lambda_4=4,5^\circ$ e $\lambda_5=58^\circ$, respectivamente.

Para a determinação dos valores destas variáveis no dimensionamento do rotor, foi utilizado um processo iterativo gerado através de uma rotina em Fortran, incluso no programa principal para a geração da pá da TAP. Primeiramente, mediante a Eq. (3.3), determina-se D_{4i}

$$D_{4i} = \frac{u_{4i}}{\pi n} \quad (3.3)$$

Posteriormente, mediante a Eq. (3.4) e conhecendo o valor da k_1 , é determinado o ângulo de varredura da pá θ , para uma determinada configuração de ângulos $\beta_{4r\theta}$ e $\beta_{5r\theta}$, qualquer que seja, é determinado o D_{5i} .

$$k_1 = \frac{D_{4i}}{D_{5i}} \quad ; \quad D_{5i} = \frac{D_{4i}}{k_1} \quad (3.4)$$

Com o valor do D_{4i} é feita uma estimativa preliminar para a determinação do D_{5e} , e que por sua vez será utilizado para a determinação da largura da pá, na componente radial à saída do rotor, $D_{5e} \cong 0,9D_{4i}$

Com o valor estimado do D_{5e} , e com base nas relações geométricas para o projeto preliminar de rotores tipo Francis, é possível obter a largura da pá, b , como mostra na Figura (3.4). Onde b , refere-se à largura da pá na componente vertical na entrada ao rotor b_{4h} ou à componente radial da largura na saída do rotor b_{5r} . Sendo assim, conhecidos os valores de n_{qA} e a relação b/D_{5e} . Obtém-se a largura da pá, usando a relação descrita na Eq. (3.5).

$$cte\ 2 = \frac{10b}{D_{5e}} \quad ; \quad b = \frac{D_{5e} k_2}{10} \quad (3.5)$$

Onde k_2 da Eq. (3.5) é determinada a partir da Figura 3.4, e $b = b_{4h} = b_{5r}$

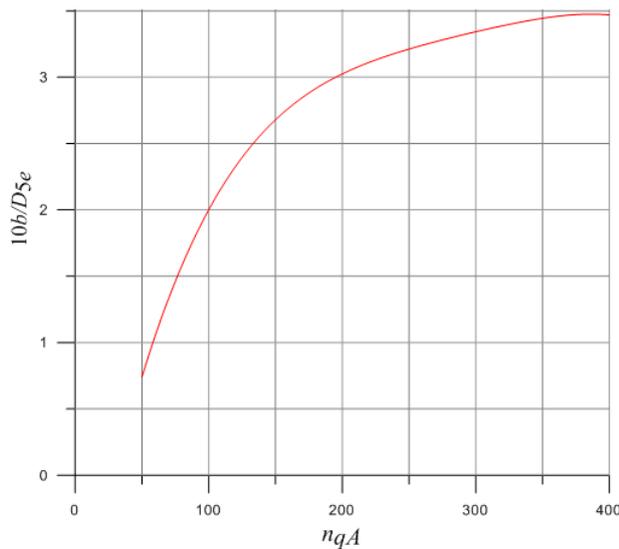


Figura 3.4 Elementos de projeto preliminar de rotores tipo Francis. Figura adaptada de Bran e Sousa. (1969).

Com o valor de b , determina-se o novo diâmetro D_{5e} , o qual em geral tem um valor diferente do valor inicial estimado em primeira instância. Portanto, é necessária a correção do valor de D_{5e} , mediante a Eq. (3.6).

$$D_{5e} = 2b_{5r} + D_{5i} \quad (3.6)$$

Posteriormente, pode se determinar a largura da pá à entrada e saída do rotor b_4 e b_5 mediante, $b_4 = b_{4h} / \cos \lambda_4$ e $b_5 = b_{5r} / \sin \lambda_5$, respectivamente.

Devido a que as larguras das pás na entrada e saída do rotor, b_4 e b_5 , são diferentes quando o ângulo na aresta da pá na saída do rotor, λ_5 , seja diferente de 90° , deve-se utilizar a Eq. (3.7) que determina o comprimento da largura da pá, em cada ponto em que seja discretizado o traçado da mesma, distribuindo-se a diferença entre as larguras inicial e final da pá, ao longo de seu percurso em acréscimos lineares entre os pontos discretizados. $\Delta b = (b_5 - b_4) / n_{\text{pontos}}$.

$$b_i \begin{cases} b_4 & \text{se } n_{\text{pontos}} = 1 \\ b_4 + (n_{\text{pontos}} - 1) \Delta b \end{cases} \quad (3.7)$$

Posteriormente, determinam-se o D_{4m} , D_{5m} e D_{4e} , que se definem de acordo com a geometria que se pretende gerar. Vide Eq. (3.8), (3.9), (3.10) e Figura 3.3.

$$D_{4m} = D_{4i} + b_4 \text{sen } \lambda_4 \quad (3.8)$$

$$D_{5m} = \frac{(D_{5e} + D_{5i})}{2} \quad (3.9)$$

$$D_{4e} = D_{4i} + 2b_4 \text{sen } \lambda_4 \quad (3.10)$$

Desta maneira, sendo determinado o D_{4m} , pode ser calculada a velocidade tangencial à entrada do rotor, $u_4 = \pi D_{4m} n$

O cálculo dos diferentes diâmetros básicos do rotor e a largura da pá b , é realizado de maneira iterativa em Fortran, até atingir o valor de referência na velocidade tangencial média na entrada do rotor, $u_{4ref.}$, garantindo que o dimensionamento do rotor cumpre com o requerimento, que a sua magnitude da velocidade média tangencial na entrada do rotor, u_4 , seja da mesma magnitude do valor de $u_{4ref.}$. Isto se faz, atribuindo um valor inicial de u_{4i} , menor do que o valor de referência dado na velocidade tangencial na entrada no rotor, $u_{4ref.}$ que para o caso particular do projeto, foi fixada em $u_{4ref.} = 24$ m/s. Vide Figura 3.5

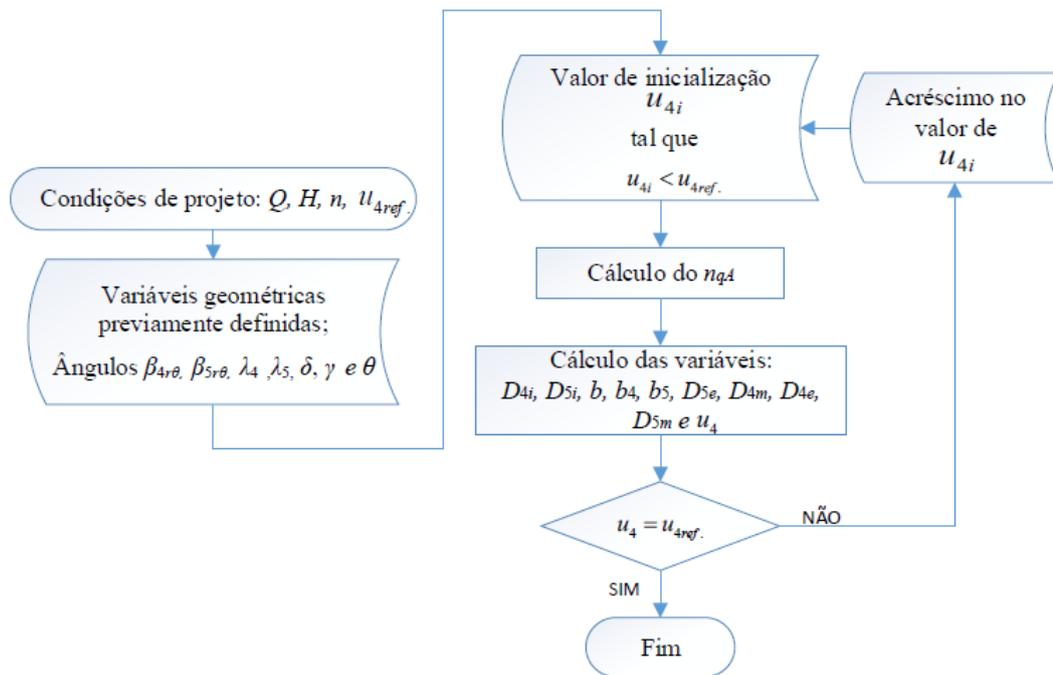


Figura 3.5 Fluxograma para o dimensionamento básico do rotor.

Por sua vez, o valor de referência na velocidade tangencial na entrada do rotor, u_{4ref} , foi determinado com base no cumprimento do parâmetro que satisfizesse a condição de que o diâmetro exterior na entrada do rotor da TAP, D_{4e} , fosse o mesmo que o diâmetro exterior na entrada do rotor da Turbina Alden projetada em Dixon e Dham. (2011).

Devido a que o projeto do sistema diretor não está no escopo deste trabalho, se configurará a condição de contorno da velocidade absoluta, e que por sua vez está composta em parte pela velocidade meridional à entrada do rotor como já orientada perpendicular à largura da pá b_4 . (Vide Figura 3.6). Portanto, tendo a largura da pá na entrada ao rotor b_4 , procede-se o cálculo da velocidade meridional à entrada do rotor com base na vazão de projeto. Vide Eq. (3.11). Para maior detalhe, vide o Apêndice A.

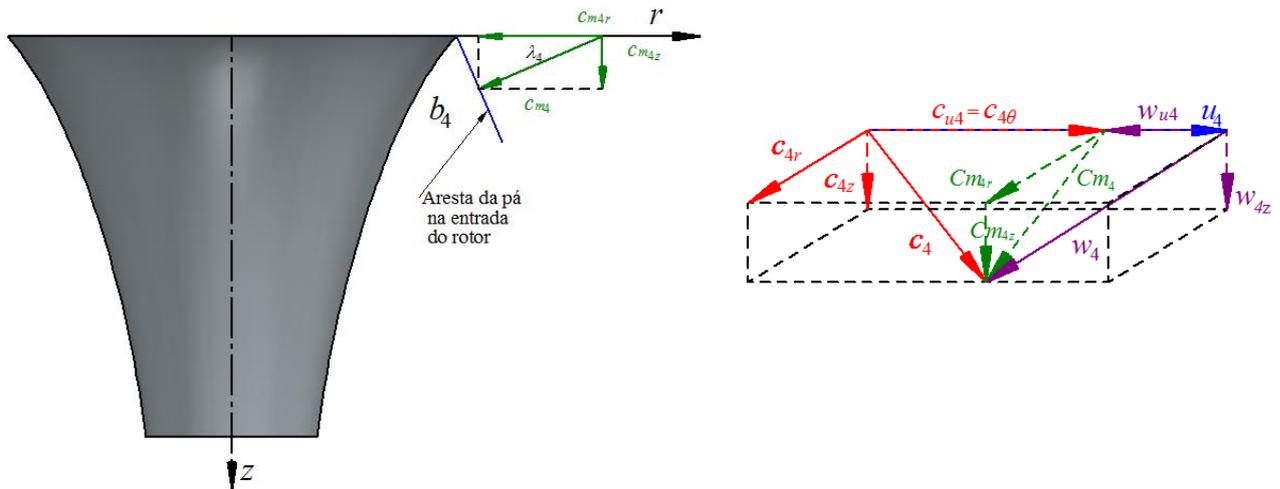


Figura 3.6 Configuração na entrada da velocidade meridional no rotor.

$$c_{m4} = \frac{Q_R}{\pi D_{4m} b_4 f_{e4}} \quad (3.11)$$

Onde o fator de estrangulamento na entrada do rotor na TAP, f_{e4} , deve ser levado em consideração pela influência que tem na eficiência da máquina, devido à redução da vazão de entrada na máquina.

Para a determinação aproximada do fator de estrangulamento na entrada no plano $r\theta$, f_{e4} , é necessário ter em consideração, que na pá será feita a adaptação de um perfil hidrodinâmico ao longo de seu percurso.

Assim, devido a que a espessura da pá, no começo na circunferência imaginária que delimita o domínio de entrada do escoamento ao rotor, é igual a zero, se faz necessário que para a estimativa aproximada da espessura das pás medidas na direção tangencial, seja tomada uma espessura e_s , a um determinado comprimento percentual do desenvolvimento da linha de curvatura média do perfil, L_{mp} , e considerando o ângulo do escoamento relativo na entrada do rotor no plano $r\theta$, $\beta_{4r\theta}$. Vide Figura 3.7.

A espessura percentual das pás e_s , será tomada a um 1,25% do comprimento da linha de curvatura média do perfil, por ser o ponto de discretização dos perfis mais próximo ao ponto de início dos perfis.

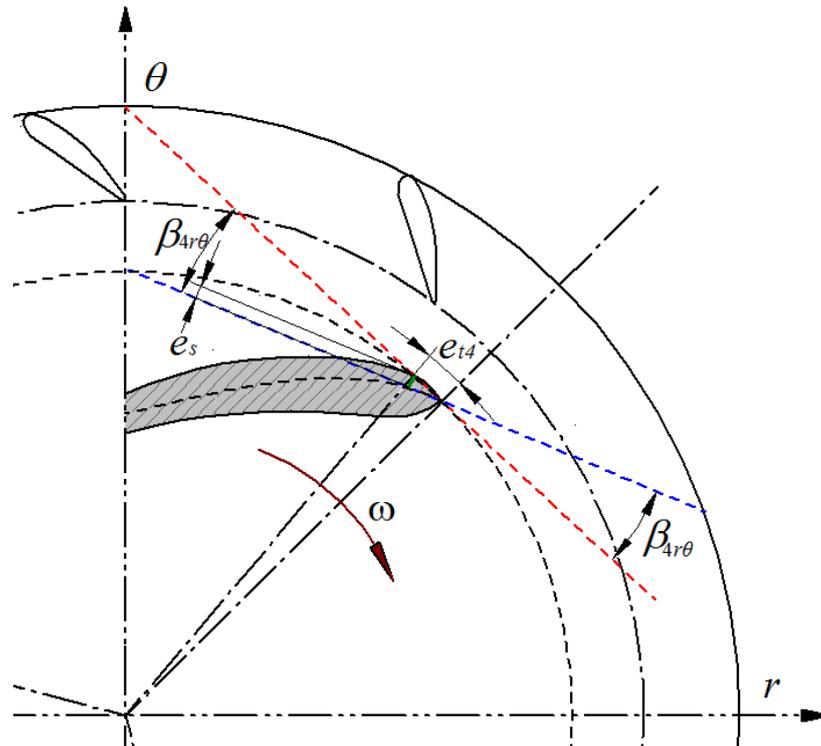


Figura 3.7 Determinação aproximada da espessura tangencial da pá na entrada do rotor, no plano $r\theta$.

De maneira retilínea, determinasse de maneira aproximada a espessura das pás, medida na direção tangencial na entrada do rotor da TAP. Vide Eq. (3.12).

$$e_{t_4} \approx \frac{e_s L_{mp}}{\text{sen } \beta_{4r\theta}} \quad (3.12)$$

Por sua vez, é determinado o passo na entrada do rotor, t_4 , considerando o número de pás.

$$t_4 = \frac{\pi D_{4m}}{N_{pá}} \quad (3.13)$$

Portanto, o coeficiente de estrangulamento fe_4 , é calculado mediante a Eq. (3.14).

$$fe_4 = \frac{(t_4 - e_{t_4})}{t_4} \quad (3.14)$$

Assim, procede-se a configurar o triângulo de velocidades na entrada do rotor, com base na composição de velocidades: $\vec{c}_4 = \vec{u}_4 + \vec{w}_4$ num plano, considerando número infinito de pás, resultando o triângulo de velocidades na entrada do rotor, como mostra a Figura 3.8, para a condição quando o ângulo na aresta da pá na entrada do rotor, λ_4 . O sentido de rotação é horário com referência à vista superior, e a velocidade relativa é perfeitamente guiada pelas pás do rotor.

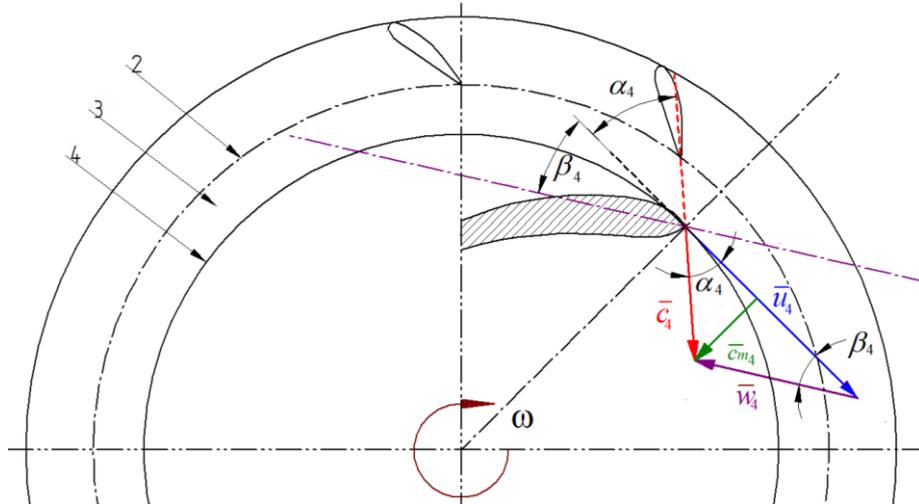


Figura 3.8 Configuração de triângulo de velocidades na entrada do rotor, sem choque e ângulo inicial λ_4 .

Posteriormente, foram feitos cálculos das demais componentes do triângulo de velocidades na entrada e saída do rotor num plano, se obtendo:

Tabela 3.1 Velocidades e ângulos obtidos no triângulo de velocidades na entrada do rotor

Componentes das velocidades na entrada do rotor
$w_4 = \frac{c_{m4}}{\text{sen } \beta_4},$
$w_{u4} = \frac{c_{m4}}{\tan \beta_4},$
Se $u_4 \geq w_{u4} \rightarrow c_{u4} = u_4 - w_{u4},$ Ou $u_4 < w_{u4} \rightarrow c_{u4} = w_{u4} - u_4$
$c_4 = \sqrt{u_4^2 + w_4^2 - 2u_4w_4 \cos \beta_4}$
$\alpha_4 = \tan^{-1} \left(\frac{c_{m4}}{c_{u4}} \right)$

É de ressaltar que na configuração do triângulo de velocidades na entrada do rotor, o que se procura é que magnitude da componente, \bar{c}_{u4} , seja máxima para a obtenção de um maior trabalho específico da turbina com número infinito de pás $Y_{pá\infty}$.

Geração do Cubo

Com relação ao formato do perfil do cubo do rotor, no plano rz , foi utilizada uma forma suavizada de cone truncado. Vide Figura 3.9.

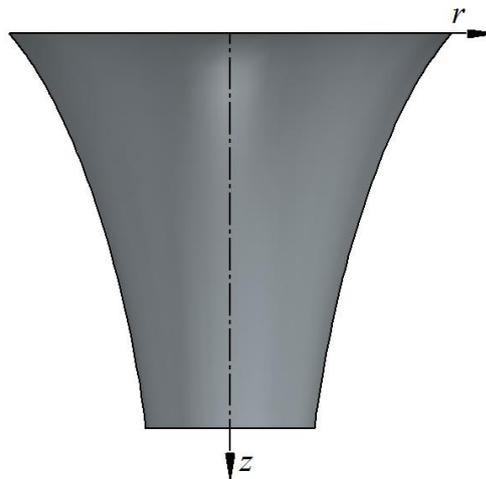


Figura 3.9 Forma do cubo do rotor no plano rz .

A seguir será descrita a metodologia adotada para o traçado da forma do cubo, na qual está representada no plano rz , onde todos os valores de r , são levados a um plano.

A construção da forma do cone do cubo se dá no plano rz , onde a forma deste começa a ser definido pela intercepção de duas retas, com coeficientes angulares positivos, os quais definem o ângulo na entrada no cone δ , e o ângulo de saída do cone γ respectivamente. Estas retas passam pelos pontos $(r_{4i}, 0)$ e $(r_{5i}, -h)$, vide Figura 3.10. Assim, estes pontos junto com o ponto $(r_{5i}, 0)$, conformam o triângulo EFG .

O traçado da forma do cone é gerado pelo passo de um polinômio de segunda ordem pelos pontos anteriormente mencionados $(r_{4i}, 0)$ e $(r_{5i}, -h)$, e um ponto intermediário. Este ponto intermediário será gerado a uma distância determinada ao longo da reta AB , e cuja construção está dada pelo ponto de intercepção das retas que representam o ângulo de entrada e saída do cone, e a perpendicularidade à reta FG , que é uma das retas que conforma o triângulo EFG , Vide Figura 3.10.

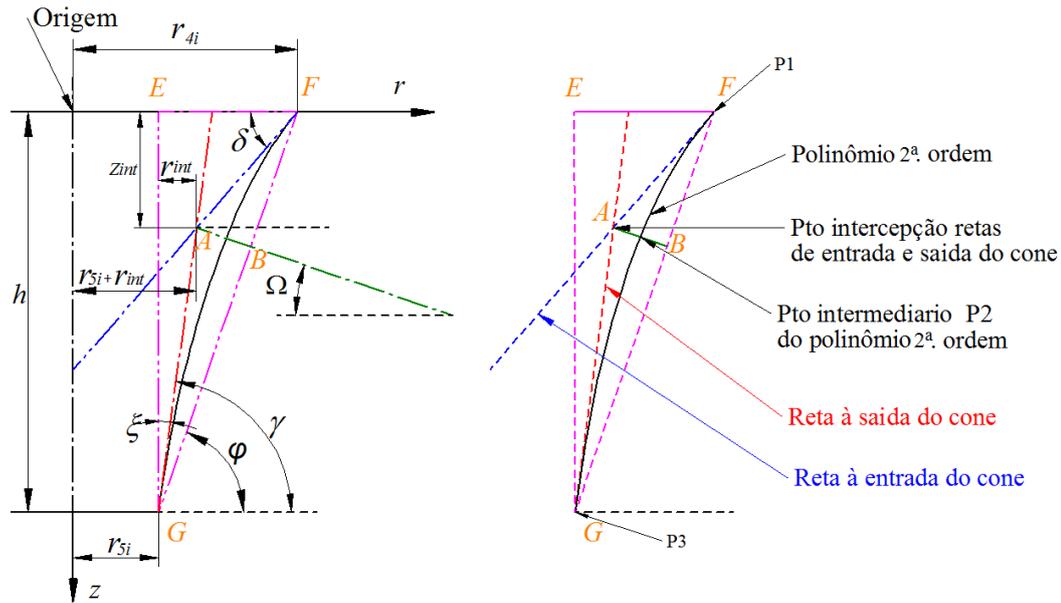


Figura 3.10 Construção geométrica do cone do cubo.

Onde as restrições sobre os ângulos δ , γ , e φ , para a construção do cone do cubo são as seguintes: $\gamma < 90^\circ$, $\gamma > \delta$ e $\gamma \geq \varphi$

Conhecendo o ponto de intercepção das duas retas dado por $(r_{5i} + r_{int}, -z_{int})$, procede-se a determinar as equações respectivas para a obtenção dos valores de r_{int} e z_{int} , através de relações geométricas com base na Figura 3.10:

$$r_{int} = \frac{-r_{4i} \tan \delta \tan \zeta + r_{5i} \tan \delta \tan \zeta - h \tan \zeta}{(-\tan \delta \tan \zeta + 1)} \quad (3.15)$$

$$z_{int} = (-r_{4i} + r_{5i} + r_{int}) \tan \delta \quad (3.16)$$

Com base nos pontos de intercepção r_{int} e z_{int} , e cumprindo a condição de perpendicularidade à reta FG , será construída uma reta AB , sobre a qual será determinado um ponto adicional com relação ao ponto de intercepção, denominado de “Ponto médio”, com o propósito de servir de ponto intermediário para a geração de um polinômio de segunda ordem no plano rz e de suavização da curva de revolução para geração do cubo.

Assim, o ponto médio pelo qual vai passar o polinômio de segunda ordem, será determinado a partir do traçado da reta AB que vai desde o ponto de intercepção das duas retas que representam o ângulo de entrada e o ângulo de saída do cone, respectivamente; até o

segmento FG do triângulo EFG , interceptando de maneira perpendicular com o segmento anteriormente mencionado.

Para tal propósito, mediante o uso da equação da reta do segmento FG , e usada a definição de perpendicularidade entre retas, mediante o recíproco negativo entre os coeficientes angulares, tem-se;

$$m_{FG} = \frac{-h}{r_{5i} - r_{4i}} \quad (3.17)$$

$$m_{AB} = -\frac{1}{m_{FG}} \quad (3.18)$$

Onde, m_{FG} e m_{AB} são os coeficientes angulares da reta FG e da reta AB perpendicular à reta FG . Assim, utilizando o coeficiente angular m_{AB} e o ponto de intercepção entre as retas dos ângulos de entrada e o ângulo de saída do cubo $(r_{5i} + r_{int}, -z_{int})$, procede-se a escrever a equação da reta AB em termos da componente de intercepção com a reta FG na coordenada z .

$$z_{int_FG_AB} = m_{AB} r_{int_FG_AB} - m_{AB}(r_{5i} + r_{int}) + (-z_{int}) \quad (3.19)$$

Da mesma maneira, se faz para escrever a equação da reta do segmento FG , com o coeficiente angular m_{FG} e o ponto $(r_{4i}, 0)$

$$z_{int_FG_AB} = m_{FG} r_{int_FG_AB} - m_{FG} r_{4i} \quad (3.20)$$

Igualando as equações e isolando $r_{int_FG_AB}$, obtém-se;

$$r_{int_FG_AB} = \frac{m_{AB}(r_{5i} + r_{int}) - m_{FG} r_{4i} + z_{int}}{(m_{AB} - m_{FG})} \quad (3.21)$$

Posteriormente, tendo determinado o ponto de intercepção $(r_{int_FG_AB}, z_{int_FG_AB})$, entre a reta FG e a reta AB que é perpendicular à reta FG , procede-se a determinação da distância ao longo da reta AB , entre os pontos de intercepção $(r_{5i} + r_{int}, -z_{int})$ e $(r_{int_FG_AB}, z_{int_FG_AB})$.

$$D_{AB} = \sqrt{(r_{int_FG_AB} - (r_{5i} + r_{int}))^2 + (z_{int_FG_AB} - (-z_{int}))^2} \quad (3.22)$$

Assim, determinada a distância D entre os anteriores pontos ao longo da reta AB , perpendicular ao segmento FG , se escolhe uma fração desta distância D , na qual estará localizado o ponto médio para o traçado do polinômio de segunda ordem. Escolhendo-se uma fração da distância entre os pontos anteriormente mencionados C , tem-se que;

$$D_{\text{ponto médio}} = CD_{AB} \quad (3.23)$$

Pelo que a distância a que estará localizado o ponto médio, pelo qual passará o polinômio de segunda ordem, será a uma fração da distância D_{AB} , medida desde o ponto de intercepção das retas, que conformam os ângulos de entrada e saída do cone do cubo.

Da mesma maneira, sabendo que o ângulo de inclinação da reta AB , está definido pelo ângulo Ω , que por sua vez pode ser determinado por:

$$\Omega = 90 - \varphi \quad (3.24)$$

Pode-se para tanto, decompor nas coordenadas rz a distância do ponto médio, $D_{\text{ponto médio}}$, e ser somada ao ponto de intercepção entre as retas que conformam o ângulo de entrada e saída do cone do cubo $(r_{5i} + r_{int}, -z_{int})$, para a determinação das coordenadas do ponto médio, por onde o polinômio passará.

$$D_{\text{ponto médio } r} = D_{\text{ponto médio}} \cos \Omega \quad (3.25)$$

$$D_{\text{ponto médio } z} = D \text{ sen } \Omega \quad (3.26)$$

Se realiza a somatória por componentes da distância obtida do ponto meio ($D_{\text{ponto médio } r}$, $D_{\text{ponto médio } z}$) ao ponto $(r_{5i} + r_{int}, -z_{int})$, e obtém-se as coordenadas do ponto médio, pelo qual passará o polinômio.

$$\text{Ponto médio} \rightarrow r = \left((r_{5i} + r_{int}) + D_{\text{ponto médio } r} \right), z = \left(-z_{int} - D_{\text{ponto médio } z} \right) \quad (3.27)$$

Tendo os três pontos necessários dadas nas componentes em rz ;

$$P_1 = (r_{4i}, 0) \quad (3.28)$$

$$P_2 = (r_{5i} + r_{int} + D_{\text{ponto médio } R}), (-z_{int} - D_{\text{ponto médio } Z}) \quad (3.29)$$

$$P_3 = (r_{5i}, -h) \quad (3.30)$$

Se gera um polinômio de segunda ordem, usando; $P(r_{4i})$, $P((r_{5i} + r_{int}) + D_{\text{ponto médio } r})$ e $P(r_{5i})$

$$z = f(r) = a_0 + a_1 r + a_2 r^2 = 0 \quad (3.31)$$

Esta formulação parametrizada permite a geração da curva de revolução através de parâmetros geométricos fixos e variáveis.

Geração do Traçado da Pá

Para o traçado da pá no canal hidráulico do rotor da turbina amigável aos peixes, foi utilizada uma espiral com variação linear do ângulo $\beta_{r\theta}$ ao longo do θ , ou percurso da pá, frequentemente utilizada no traçado das pás de rotores de bombas e ventiladores centrífugos. O uso desta formulação, teria particular interesse na sua aplicação no processo de otimização. Para o desenvolvimento das expressões que possibilitam o traçado desta pá com ângulo variável $\beta_{r\theta}$, foram consideradas as expressões segundo Demidovitch (1986). Estas expressões podem ser facilmente aplicadas ao traçado das pás em rotores centrífugos, para os segmentos relacionados com a tangente e a normal no caso de um sistema de coordenadas polares, (vide Apêndice B para maior detalhe).

Mediante o uso das constantes k_3 e k_4 obtidas em função dos ângulos $\beta_{4r\theta}$ e $\beta_{5r\theta}$ (ângulo de ataque e ângulo de fuga da pá) e os raios de entrada e saída do rotor da turbina, obtém-se o valor de r da pá. Vide Eqs. (3.32), (3.33) e (3.34).

$$k_3 = \frac{\tan \beta_{4r\theta} - \tan \beta_{5r\theta}}{r_{4i} - r_{5i}} \quad (3.32)$$

$$k_4 = \tan \beta_{4r\theta} - \frac{r_{4i} (\tan \beta_{4r\theta} - \tan \beta_{5r\theta})}{r_{4i} - r_{5i}} \quad (3.33)$$

$$r = \frac{r_{4i} k_4}{(\tan \beta_{4r\theta}) e^{-k_2 \theta} - r_{4i} k_3} \quad (3.34)$$

Considerando, que o sentido de giro das turbinas deve ser em sentido horário por convenção, é necessário afetar a Eq. (3.34) pelo sinal negativo, para ficar conforme com o sentido de rotação das turbinas, ficando da seguinte maneira. Vide Eq. (3.35).

$$r = -\frac{r_{4i} k_4}{(\tan \beta_{4r\theta}) e^{-k_2 \theta} - r_{4i} k_3} \quad (3.35)$$

Passando de coordenadas polares às coordenadas cartesianas tem-se;

$$r \rightarrow x = -\frac{r_{4i} k_4}{(\tan \beta_{4r\theta}) e^{-k_2 \theta} - r_{4i} k_3} \cos \theta, \quad y = -\frac{r_{4i} k_4}{(\tan \beta_{4r\theta}) e^{-k_2 \theta} - r_{4i} k_3} \sin \theta \quad (3.36)$$

Observa-se que se o ângulo $\beta_{r\theta}$ não varia ao longo do percurso do traçado da pá, chega-se a expressão obtida na Eq. (3.37) para o traçado de uma pá logarítmica espiral com ângulo de ataque $\beta_{4r\theta}$ constante.

$$r \rightarrow x = -r_{4i} e^{\tan \beta_{r\theta} \theta} \cos \theta, \quad y = -r_{4i} e^{\tan \beta_{r\theta} \theta} \sin \theta \quad (3.37)$$

Geração da Base da Pá do Rotor

Para a geração do canal hidráulico do rotor da turbina, o número de pás escolhido foi de três, com base nas análises feitas por Odeh (1999), onde obteve o melhor desempenho com uma eficiência hidráulica de 90%.

Tendo-se os pontos em três dimensões que geram a curva, sendo uma variação linear do $\beta_{r\theta}$ ou função espiral logarítmica com $\beta_{r\theta}$ constante ao longo de seu percurso, procede-se ao deslocamento dos pontos em coordenadas cartesianas, que irão definir a geração das quatro curvas base de geração da pá, que servirão como parte da construção dos perfis hidrodinâmicos ao longo do comprimento dela (Vide Figura 3.11).

Deve-se considerar que existe uma variação progressiva entre o ângulo na aresta da pá na entrada λ_4 até a saída λ_5 , onde tem-se uma entrada e saída diagonal, sendo assim, a pá começa com um ângulo na aresta da pá na entrada do rotor, λ_4 que deve ser virada de forma progressiva um ângulo $\Delta\lambda$ até chegar ao ângulo λ_5 .

Assim, para a definição do acréscimo no ângulo na aresta da pá, $\Delta\lambda$, nos pontos de discretização utilizados para geração da curva, baseado nos ângulos da pá meridionais à entrada e saída do rotor, λ_4 e λ_5 , respectivamente é definido mediante a Eq. (3.38).

$$\Delta\lambda = \frac{\lambda_5 - \lambda_4}{n_{\text{pontos}}} \quad (3.38)$$

Para a realização do esboço da base da pá, foram projetadas três curvas adicionais a partir da curva primeiramente traçada, as quais foram:

- A curva com a largura da pá b_i ,
- A curva com largura média da pá $b_i/2$,
- E a curva de extrapolação com projeção em sentido contrário e largura da pá b_i .

Vide Figura 3.11

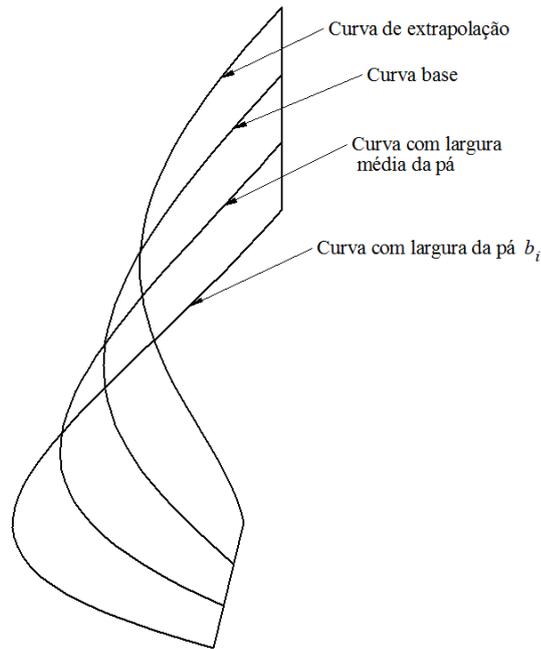


Figura 3.11 Geração de esboço da base da pá, incluindo a curva de extrapolação.

Na construção destas curvas adicionais, foi utilizada a abordagem vetorial mediante o uso de vetores posição relativos e absolutos. (Vide Apêndice C para mais detalhe).

Construção dos Perfis Hidrodinâmicos no Traçado da Pá

Para a projeção dos perfis hidrodinâmicos sobre a base da pá, construíram-se projeções de linhas perpendiculares a esta superfície, em que posteriormente, fizeram-se a projeção dos pontos que conformam o perfil hidrodinâmico escolhido, para ser montado na pá do rotor.

Para a projeção das linhas perpendiculares, foi necessário a determinação do comprimento de cada uma das curvas que conformam a base da pá, com o propósito de projetar linhas perpendiculares, que tivessem mesmo comprimento da linha média do perfil, para implementação da projeção dos pontos discretizados que conformam o perfil selecionado.

Para o cálculo dos comprimentos de cada curva, procede-se à determinação das distâncias entre pontos sucessivos na discretização das curvas nas coordenadas cartesianas x , y e z .

$$\Delta x_i = x_{i+1} - x_i \quad (3.39)$$

$$\Delta y_i = y_{i+1} - y_i \quad (3.40)$$

$$\Delta z_i = z_{i+1} - z_i \quad (3.41)$$

Obtendo-se o comprimento aproximado das curvas entre pontos sucessivos mediante;

$$L_i = \sqrt{\Delta x_i^2 + \Delta y_i^2 + \Delta z_i^2} \quad (3.42)$$

Sendo o comprimento total para cada umas das curvas anteriormente traçadas, e que representam as linhas médias dos perfis que serão projetados.

$$L_{mp} = \sum_{i=1}^{n_{\text{pontos}}-1} L_i \quad (3.43)$$

Obtidos os comprimentos das curvas anteriormente geradas (curva base, curva com a largura da pá b_i , curva com a largura média da pá $b_i/2$ e a curva de extrapolação), procede-se a geração de retas perpendiculares à superfície nos pontos discretizados das diferentes curvas que conformam a base da pá.

As projeções das retas perpendiculares foram feitas tanto para a parte interior (superfície da base da pá que fica apontando em direção do centro do rotor) a como a parte exterior da superfície da base da pá (superfície da base da pá que fica olhando em direção exterior ao rotor). Devido a que as retas perpendiculares têm uma magnitude definida pelos comprimentos das curvas anteriormente geradas da base da pá, e uma direção e um sentido definido, terão uma abordagem vetorial para o traçado destas linhas. (Vide Apêndice C para mais Detalhes)

Assim, depois de ter sido feito o traçado das linhas perpendiculares às curvas de geração da base da pá, determina-se a projeção dos pontos de coordenadas para cada curva, mediante o produto entre o comprimento obtido da curva e a espessuras em termos percentuais com respeito à linha esqueleto do perfil. Vide Figura 3.12.

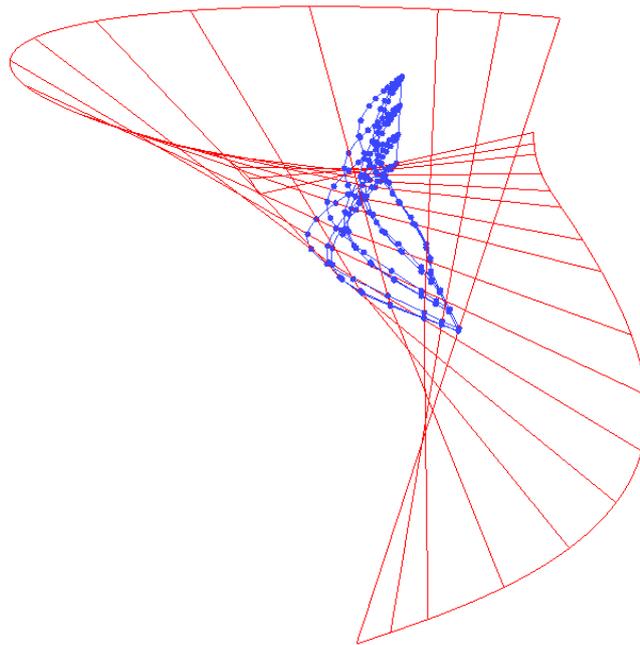


Figura 3.12 Projeção do perfil sobre as retas perpendiculares às curvas da construção da base de pá.

A união dos pontos projetados dos perfis foi realizada através de curvas geradas em ICEM CFD 15[®], baseadas em polinômios de Bezier.

Na continuação se mostra o fluxograma correspondente ao traçado do cubo, a base da pá e a projeção do perfil hidrodinâmico ao longo do percurso da pá, sendo parte do código implementado em Fortran. (Vide Figura 3.13)

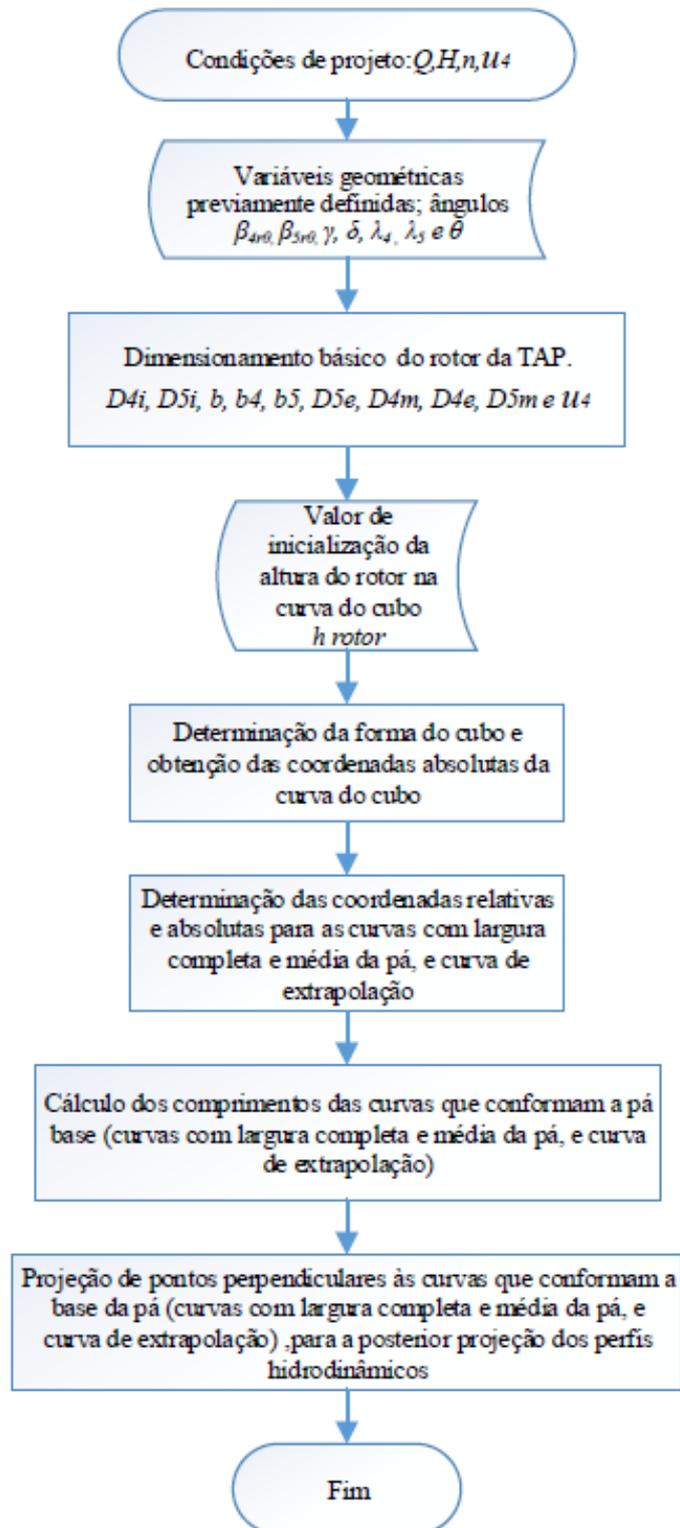


Figura 3.13 Projeção do perfil sobre as retas perpendiculares às curvas da construção da base da pá.

Correção do Ângulo Absoluto de Saída na Largura Média da Pá

Outra consideração de grande importância no projeto do rotor da TAP, é a correção necessária no ângulo α_5 na saída do rotor (velocidade absoluta), em vista que o traçado do canal não prevê este ângulo no projeto preliminar, que garante também uma direção axial na saída do escoamento, pela não existência da componente tangencial da velocidade absoluta na saída, $c_{u_5} = 0$. Vide Eq. (3.44).

$$Y_{pá\infty} = u_4 c_{u4} - u_5 c_{u5} \quad ; \quad Y_{pá\infty} = u_4 c_{u4} \quad (3.44)$$

Assim, para o caso do rotor da TAP, esta correção sobre o escoamento, será feita na largura média da pá, sobre o ângulo médio absoluto de saída do escoamento α_5 . Para isto procede-se à determinação da velocidade meridional média à saída do rotor c_{m5} , conhecendo que a área da saída do rotor, é de tipo axial (anular), e que está definida pelos diâmetros interno e externo na saída do rotor, D_{5i} e D_{5e} , respectivamente. Vide Eq. (3.45), (3.46), (3.47) e (3.48).

$$Q_R = c_{m5} \frac{\pi}{4} (D_{5e}^2 - D_{5i}^2) f_{e5} \quad (3.45)$$

Aplicando diferença de quadrados e conhecendo que:

$$D_{5m} = \left(\frac{D_{5e} + D_{5i}}{2} \right) \quad (3.46)$$

$$b_{5r} = \left(\frac{D_{5e} - D_{5i}}{2} \right) \quad (3.47)$$

Tem-se;

$$c_{m5} = \frac{Q_R}{D_{5m} b_{r5} f_{e5}} \quad (3.48)$$

Onde a velocidade meridional à saída, C_{m5} , é responsável pela vazão no rotor, o diâmetro médio à saída do rotor, D_{5m} , a largura da pá na saída do rotor, b_{5r} , e o fator de estrangulamento à saída do rotor, f_{e5} .

Em referência ao valor de estrangulamento à saída do rotor, foi escolhido o valor de $f_{e5} \cong 1$, devido ao reduzido número de pás que têm o rotor da TAP, o que faz que o estrangulamento dado na saída do rotor, não seja de maneira representativa para a correção do ângulo absoluto de saída da pá.

Para o bordo de fuga da TAP, foi escolhido reto sem nenhum arredondamento, considerando que este tipo de saída não provoca danos aos peixes. Vide Figuras 3.3 e 3.14.

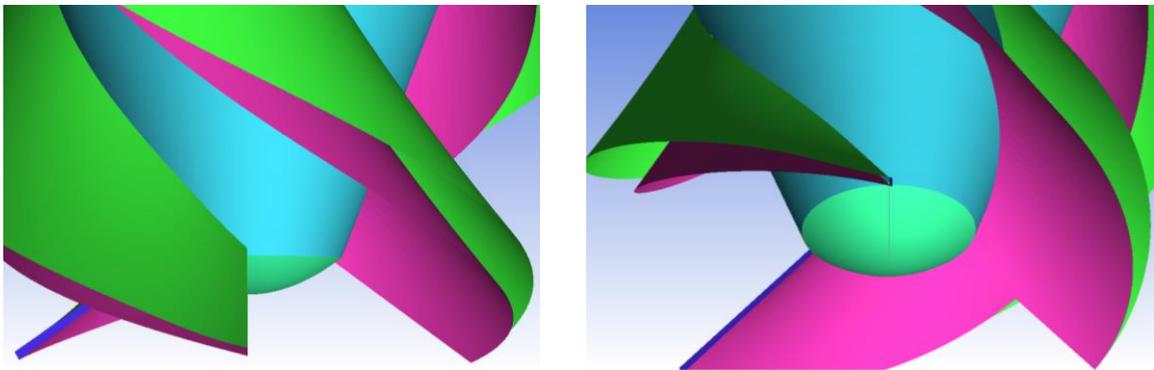


Figura 3.14. Vistas frontal e isométrica no bordo de fuga da pá.

Enquanto à espessura do bordo de fuga da pá, e_5 , foi estabelecida como uma fração determinada do comprimento da linha média do perfil hidrodinâmico selecionado. Assim a fração escolhida para a espessura do perfil à saída foi 0,9% do comprimento da linha média do perfil, L_{mp} . Vide Eq. (3.49). Este valor foi dado para garantir uma espessura finita, com valor diferente de zero na saída do bordo de fuga.

$$e_5 = 0,009 L_{mp} \quad (3.49)$$

Por outro lado, o ângulo $\beta_{5\theta z}$, é determinado pelos acréscimos Δz_n e L_n , sendo n o número total de pontos na discretização das curvas das linhas medias dos perfis, o que corresponde aos últimos acréscimos da discretização Vide Eq. (3.50). Este ângulo será peça fundamental na correção do ângulo absoluto médio do escoamento, para a saída de um fluxo totalmente axial na largura média da pá, como será visto posteriormente.

$$\beta_{5\theta z} = \sin^{-1} \left(\frac{\Delta z_n}{L_n} \right) \quad (3.50)$$

Por sua vez, define-se o ângulo relativo do escoamento à saída do rotor, à media largura da pá sem correção no plano meridional como:

$$\beta_5 = \cos^{-1} (\cos \beta_{5r\tau} \cos \beta_{5r\theta}) \quad (3.51)$$

Por outra parte, conhecendo-se o D_{5m} e a rotação da máquina, n , procede-se a determinar a magnitude da velocidade tangencial média à saída do rotor.

$$u_5 = \pi D_{5m} n \quad (3.52)$$

Assim, estabelecidas as magnitudes da velocidade tangencial média à saída do rotor, u_5 , e da velocidade média meridional na saída da pá, c_{m5} , e fazendo a consideração que \vec{c}_{m5} seja perpendicular a \vec{u}_5 , na direção axial, configurasse o triângulo de velocidades ideal, e o ângulo relativo médio do escoamento de referência à saída do rotor, β_{5ref} . Vide Eq. (3.53) e Figura 3.15.

$$\beta_{5ref} = \tan^{-1} \left(\frac{c_{m5}}{u_5} \right) \quad (3.53)$$

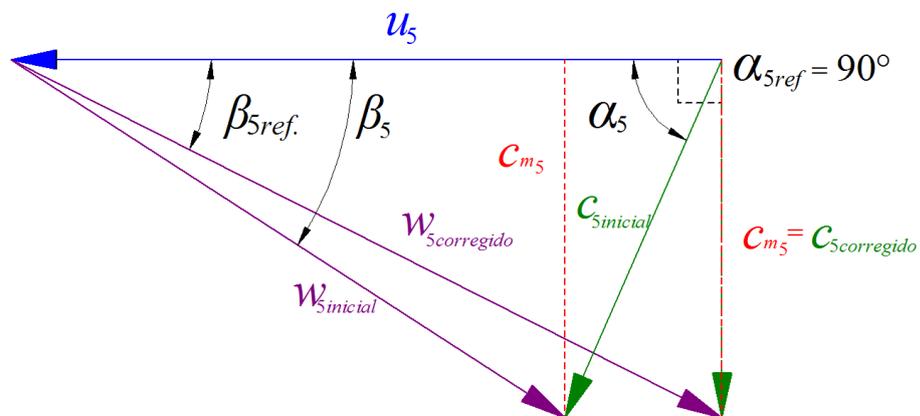


Figura 3.15 Triângulo de velocidades inicial e corrigido à saída do rotor no plano meridional, para uma saída axial do escoamento à largura média da pá.

Depois de ter sido calculada a magnitude do ângulo β_{5ref} , procede-se tomar este valor como parâmetro, para a correção do ângulo absoluto médio do escoamento na saída do rotor, onde se cumpra que; $\alpha_5 = \alpha_{5ref} = 90^\circ$ e que $c_5 = c_{m5}$

Por outra parte, é estabelecido o triângulo de velocidades na saída do rotor, sem uma correção no ângulo absoluto médio do escoamento, no plano meridional. Por tanto a velocidade absoluta média no plano meridional, $C_{5inicial}$, será diferente da que requer a condição ($\alpha_5 = 90^\circ$), para que a velocidade meridional na saída do rotor, C_{m5} , de maneira que a sua saída seja axial na largura média da pá. Vide Figura 3.15

Assim, se faz necessário fazer uma correção iterativa sobre o ângulo geométrico do rotor β_5 definido previamente, mediante a variação da altura no rotor até atingir a igualdade entre $\beta_5 = \beta_{5ref}$, fazendo que a magnitude da velocidade meridional média à saída do rotor, seja igual à magnitude da velocidade meridional média corrigida à saída do rotor,

A continuação procede-se a mostrar o fluxograma que resume a metodologia implementada em código Fortran, para a correção no ângulo do escoamento na saída do rotor, para o fluxo totalmente axial na largura média da pá, mediante a alteração da altura do rotor em código. Vide Figura 3.16.

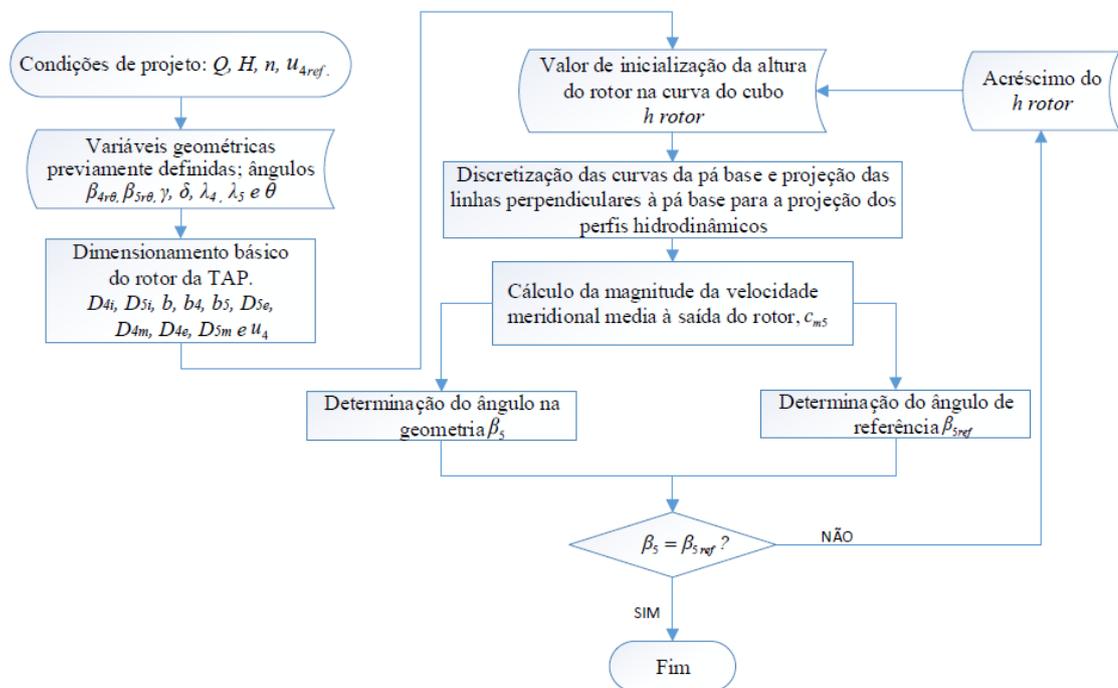


Figura 3.16 Fluxograma para a correção no ângulo do escoamento na saída do rotor, para o fluxo totalmente axial na largura média da pá.

4 SIMULAÇÃO NUMÉRICA

Neste capítulo será apresentada a metodologia aplicada nas simulações numéricas para o cálculo do escoamento no canal hidráulico do rotor da turbina amigável aos peixes. Primeiramente, será apresentada a formulação matemática que representa a física do escoamento, considerando o sistema não inercial. Posteriormente uma abordagem resumida da turbulência e da escolha do modelo de turbulência, geração de malha, condições de contorno para geometria do rotor da TAP.

Formulação Matemática

As equações diferenciais de conservação da massa e da quantidade de movimento para sistemas não inerciais em 3D, são representativas para a determinação do escoamento no rotor de uma turbomáquina ou em problemas em mecânica dos fluidos. Não será contemplada a equação da energia por se tratar de uma análise de tipo isotérmica, que não considera nenhum gradiente de temperatura.

- **Equação de conservação da massa para o sistema não inercial**

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla \cdot \rho \bar{w} = 0 \quad (4.1)$$

- **Equação de conservação de quantidade de movimento para sistema não inercial**

$$\frac{\partial}{\partial t} (\rho \bar{w}) + \nabla \cdot (\rho \bar{w} \bar{w}) + \rho (2\bar{\omega} \times \bar{w} + \bar{\omega} \times (\bar{\omega} \times \bar{r}_p) + \dot{\bar{\omega}} \times \bar{r}_p + \ddot{\bar{R}}_o) = -\nabla p + \nabla \cdot \bar{\tau} + \rho \bar{g} \quad (4.2)$$

, em que, na Eq. (4.2), \vec{w} , $\vec{\omega}$ e \vec{r}_p representam os vetores de velocidade relativa, velocidade angular e o vetor- posição de uma partícula do fluido escoando em um volume de controle não inercial, respetivamente. Enquanto que $\dot{\vec{\omega}}$, p e $\ddot{\vec{R}}_o$ representam a aceleração angular, a pressão estática e a aceleração de translação do volume de controle com relação ao referencial inercial, respetivamente. No caso de turbomáquinas “estacionárias”, as quais não apresentam movimento de translação referente ao sistema inercial, $\ddot{\vec{R}}_o = 0$. Por outro lado, os termos apresentados na Eq. (4.2), representam a força por unidade de volume, sendo $\rho\vec{g}$, a força gravitacional por unidade de volume, $2\vec{\omega} \times \vec{w}$ a força devida à aceleração de Coriolis e $\vec{\omega} \times (\vec{\omega} \times \vec{r}_p)$ e $\dot{\vec{\omega}} \times \vec{r}_p$, associadas as forças das acelerações normal e tangencial respetivamente. $\vec{\tau}$ representa o tensor das tensões viscosas, o qual por sua vez está definido por:

$$\vec{\tau} = [\mu(\nabla \vec{w} + \nabla \vec{w}^T) - \lambda(\nabla \cdot \vec{w})I] \quad (4.3)$$

, em que μ é a viscosidade dinâmica, I é o tensor identidade, e $\lambda = -\frac{2}{3}\mu$, que é o segundo coeficiente de viscosidade, associado à deformação volumétrica, não tendo relevância para escoamento incompressível devido a que $\nabla \cdot \vec{w} = 0$

Portanto, o tensor das tensões viscosas $\vec{\tau}$, pode ser expresso por:

$$\tau_{ij} = \mu \left(\frac{\partial w_i}{\partial x_j} + \frac{\partial w_j}{\partial x_i} \right) \quad (4.4)$$

Em que o divergente deste tensor é dado por:

$$\frac{\partial \tau_{ij}}{\partial x_j} = \nabla \cdot \vec{\tau} \quad (4.5)$$

No referente ao primeiro termo do lado esquerdo da Eq. (4.2), é considerado nulo no código de CFD que foi usado, por se tratar de um escoamento relativo permanente.

Para sistemas não inerciais, são consideradas as mesmas equações de conservação para o campo de velocidade absoluta, sem a presença das forças aparentes, obviamente.

Escoamento Turbulento

O escoamento turbulento é caracterizado pela presença de movimentos não permanentes, irregulares e aleatórios, que produzem quantidade de movimento, e transporte de massa. Neste tipo de escoamento, as propriedades dos fluidos apresentam variações de ordem aleatória nas diferentes escalas de tempo e espaço. Em geral, as forças predominantes neste tipo de escoamento são as forças inerciais, em ordem de magnitude maior com relação às forças viscosas.

Para que o escoamento seja de tipo turbulento em fluxos internos, deve apresentar um valor maior de $Re \approx 2300$, valor que é usualmente utilizado para a determinação da transição de um escoamento turbulento em tubulações ou canais internos das bombas e turbinas hidráulicas (White 2011).

Portanto para o cálculo do Re , que sugere o tipo de regime de escoamento no canal ou sistema diretor da turbina, devem ser consideradas as velocidades absoluta ou relativa na condição nominal de projeto (w , c) e o D_H diâmetro hidráulico na entrada do rotor da turbina, Eq. (4.6).

$$Re = \frac{\rho c_4 D_H}{\mu} \quad (4.6)$$

$$D_H = \frac{4A_{\text{entrada do rotor}}}{P_{\text{molhado}}} \quad (4.7)$$

em que, $A_{\text{entrada rotor}}$ é a área correspondente na entrada do rotor e P_{molhado} é o perímetro molhado. Entretanto, pode-se considerar o diâmetro do rotor ou corda da pá para a quantificação do Reynolds nas máquinas de fluxo.

Considerando um meio contínuo do escoamento, onde as variáveis do campo são representadas pela média mais as flutuações, esta composição é aplicada tanto para as grandezas

vetoriais ou escalares. A Eq. (4.8) mostra esta decomposição para o campo de velocidade relativa.

$$w_i(x_i, t) = \bar{w}_i(x_i) + w'_i(x_i, t) \quad (4.8)$$

Por outra parte pode-se definir, que:

$$\bar{w}_i(x_i) = \lim_{T \rightarrow \infty} \frac{1}{T} \int_0^T w_i(x_i, t) dt \quad (4.9)$$

, sendo x_i as coordenadas espaciais, (x, y, z) , e T o período médio de tempo tomado para ser o suficiente amplo para representar as flutuações.

Substituindo as médias mais as flutuações do campo das velocidades relativas descritas na Eq. (4.8), nas equações de conservação da massa e quantidade de movimento (Equações de Navier –Stokes) podem ser obter as novas equações onde aparecem os tensores das médias de Reynolds. As equações serão apresentadas em termos de médias, porem considerando $\bar{w} = w$

- Equação de conservação da massa para escoamento incompressível,

$$\frac{\partial}{\partial x_i} (w_i) = 0 \quad (4.10)$$

- Equação de conservação de quantidade de movimento

$$\rho w_j \frac{\partial w_i}{\partial x_j} + \rho (\bar{a}_{aparente, i}) = -\frac{\partial p}{\partial x_i} + \mu \frac{\partial^2 w_i}{\partial x_j^2} - \rho \frac{\partial}{\partial x_j} \overline{w'_i w'_j} + \rho \bar{g} \quad (4.11)$$

Admitindo que $\ddot{\vec{R}}_o = 0$ para uma turbomáquina “estacionária”, com aceleração angular

$\ddot{\vec{\omega}} = 0$, resulta a aceleração aparente:

$$a_{aparente} = 2\vec{\omega} \times \vec{w} + \vec{\omega} \times (\vec{\omega} \times \vec{r}_p) \quad (4.12)$$

E o chamado de tensor simétrico de Reynolds ou tensor turbulento

$$\vec{\tau}_t = \vec{\tau}_{ij} = -\rho \overline{w'_i w'_j} \quad (4.13)$$

Em geral, a parte turbulenta e parte viscosa pode ser agrupada, em termos de tensor de tensões total ser representada segundo (Viçosa e Sivestrini, 2004). Na eq. (4.14), o primeiro termo mostra o tensor viscoso laminar, menos o tensor turbulento em termos de unidades de pressão.

$$\vec{\tau}_g = \mu \left(\frac{\partial w_i}{\partial x_j} + \frac{\partial w_j}{\partial x_i} \right) - \overline{\rho w'_i w'_j} \quad (4.14)$$

O tensor de Reynolds pode ser determinado através da hipótese de *Boussinesq*, sendo expressado em função da viscosidade turbulenta μ_t , e os gradientes de velocidade, obtendo-se;

$$-\overline{\rho w'_i w'_j} = \mu_t \left(\frac{\partial w_i}{\partial x_j} + \frac{\partial w_j}{\partial x_i} \right) - \frac{2}{3} (\rho k) \delta_{ij} \quad (4.15)$$

, em que k , refere-se a energia cinética turbulenta e δ_{ij} é operador de delta de *Kronecker*. A viscosidade turbulenta μ_t , pode ser determinada, através de modelos de turbulência de duas equações tais como $k-\varepsilon$, $k-\omega$, $k-\omega$ SST, onde são calculadas as relações de produção e dissipação de energia em função da viscosidade turbulenta.

Modelo de Turbulência

Para a realização das simulações numéricas no canal hidráulico do rotor da TAP, foi escolhido o modelo de turbulência $k-\omega$ SST (*Shear Stress Transport*) baseado em duas equações de transporte, em regime permanente (RANS), modelo apropriado para escoamentos que apresentam altos gradientes de pressão adversos e separação do escoamento, segundo Menter et al. (2003).

O modelo $k-\omega$ SST usa a formulação do modelo de turbulência $k-\omega$ nas regiões mais próximas, perto das paredes dos domínios, onde geralmente há a presença de efeitos viscosos produzidos por fluxos secundários e separações do escoamento; e muda para o uso da

formulação do modelo $k-\varepsilon$ nas regiões mais afastadas das paredes dos domínios, mediante o uso de uma função de mistura que faz a ativação de maneira seletiva destas formulações, segundo Menter et al. (2003).

Esta função de mistura adota o valor de 1 nas regiões próximas às paredes, ativando o modelo $k-\omega$, ou o valor de zero, quando se é analisada uma região afastada das paredes, sendo usada a formulação do modelo $k-\varepsilon$ (Menter et al 2003).

A seguir é apresentada as equações de transporte do modelo de turbulência $k-\omega$ SST, segundo Versteeg e Malalasekera (2007) e Fluent (2001):

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho k) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho k u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\Gamma_k \frac{\partial k}{\partial x_j} \right) + \tilde{G}_k - Y_k + S_k \quad (4.16)$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \omega) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho \omega u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\Gamma_\omega \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \right) + G_\omega - Y_\omega + D_\omega + S_\omega \quad (4.17)$$

Em que:

- O termo k é a Energia Cinética Turbulenta e definido como as variâncias das flutuações da velocidade. As dimensões dela são $(L^2 T^{-2})$.
- O termo ômega (ω) é a frequência de turbulência, sendo igual a $\omega = \varepsilon/k$, e cuja dimensão é s^{-1} .

- Os termos $\frac{\partial}{\partial x_i}(\rho k u_i)$, e $\frac{\partial}{\partial x_i}(\rho \omega u_i)$, significam o transporte de k e ω por convecção respectivamente.

- O termo \tilde{G}_k é a geração da energia cinética turbulenta devido aos gradientes da velocidade média, e o termo G_ω é a geração de ω .

- Os termos $\frac{\partial}{\partial x_j} \left(\Gamma_k \frac{\partial k}{\partial x_j} \right)$, e $\frac{\partial}{\partial x_j} \left(\Gamma_\omega \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \right)$ nas Eqs. (4.16) e (4.17), correspondem

ao transporte de k e ω por difusão turbulenta respectivamente. Por sua vez, as difusividades efetivas Γ_k e Γ_ω são definidas em função dos números turbulentos de Prandtl para o σ_k e σ_ω , e das viscosidades dinâmica e turbulenta μ e μ_t , respectivamente;

$$\Gamma_k = \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k}, \text{ e } \Gamma_\omega = \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\omega}$$

Por outro lado, define-se os números turbulentos de Prandtl para k e ω , como:

$$\sigma_k = \frac{1}{F_1 / \sigma_{k,1} + (1 - F_1) / \sigma_{k,2}} \quad (4.18)$$

$$\sigma_\omega = \frac{1}{F_1 / \sigma_{\omega,1} + (1 - F_1) / \sigma_{\omega,2}} \quad (4.19)$$

- A seguir é determinada a viscosidade turbulenta μ_t , para o fechamento das equações do modelo de turbulência k - ω SST:

$$\mu_t = \frac{\rho k}{\omega} \frac{1}{\max \left[\frac{1}{\alpha^*}, \frac{\Omega F_2}{\alpha_1 \omega} \right]} \quad (4.20)$$

Em que,

$$\Omega \equiv \sqrt{2\Omega_{ij}\Omega_{ij}} \quad (4.21)$$

, refere-se ao rotacional e o termo Ω_{ij} a taxa média do tensor de rotação, enquanto o termo α^* refere-se ao amortecimento na viscosidade turbulenta, que faz uma correção para um baixo número de Reynolds.

Por outro lado, os termos F_1 e F_2 , são as funções de mistura utilizada no modelo k - ω SST, as quais estão definidas por:

$$F_1 = \tanh(\Phi_1^4) \quad (4.22)$$

$$F_2 = \tanh(\Phi_2^2) \quad (4.23)$$

Onde as funções Φ_1 e Φ_2 são determinadas por:

$$\Phi_1 = \min \left[\max \left(\frac{\sqrt{k}}{0,09\omega y}, \frac{500\mu}{\rho y^2 \omega} \right), \frac{4\rho k}{\sigma_{\omega,2} D_\omega^+ y^2} \right] \quad (4.24)$$

$$\Phi_2 = \max \left[2 \frac{\sqrt{k}}{0,09\omega y}, \frac{500\mu}{\rho y^2 \omega} \right] \quad (4.25)$$

Em que y é a distância até a próxima superfície e D_ω^+ é a parceira positiva da difusão cruzada

$$D_\omega^+ = \max \left[2\rho \frac{1}{\sigma_{\omega,2}} \frac{1}{\omega} \frac{\partial k}{\partial x_j} \frac{\partial \omega}{\partial x_j}, 10^{-20} \right] \quad (4.26)$$

- A seguir, são mostradas as constantes utilizadas no modelo de turbulência $k-\omega$ SST; $\sigma_{k,1}=1,176$, $\sigma_{\omega,1}=2$, $\sigma_{k,2}=1$, $\sigma_{\omega,2}=1,168$, $a_1=0,31$, $\beta_{i,1}=0,075$, $\beta_{i,2}=0,0828$. As demais constantes adicionais correspondem aos mesmos valores do modelo de turbulência $k-\omega$ standard.
- O Y_k e Y_ω , nas Eqs. (4.16) e (4.17) correspondem à dissipação de k e ω respectivamente dadas por:

$$Y_k = \rho\beta^* k\omega \quad (4.27)$$

$$Y_\omega = \rho\beta\omega^2 \quad (4.28)$$

Em que o valor de β é determinado para o modelo $k-\omega$ SST por:

$$\beta_i = F_1\beta_{i,1} + (1-F_1)\beta_{i,2} \quad (4.29)$$

- O D_ω , refere-se ao termo da difusão cruzada que, mediante a função de mistura, torna-se possível a ativação das formulações dos modelos de turbulência $k-\varepsilon$ $k-\omega$, de acordo ao tipo de região onde está desenvolvendo o escoamento.

$$D_\omega = 2(1-F_1)\rho\sigma_{\omega,2} \frac{1}{\omega} \frac{\partial k}{\partial x_j} \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \quad (4.30)$$

- Os termos S_k e S_ω , fazem referência aos termos fontes das duas Eqs. (4.16) e (4.17).

Por sua vez, tem sido demonstrado, de maneira experimental, que a precisão do modelo $k-\varepsilon$ se vê diminuída em escoamentos com gradientes adversos de pressão em escoamentos internos; por outro lado, o modelo de turbulência $k-\omega$ standard, pode apresentar extrema sensibilidade na presença de escoamentos internos livres, nas regiões mais afastadas da camada limite (Dixon e Dham, 2011). Em função disso, optou-se pela escolha do modelo de turbulência $k-\omega$ SST para as simulações numéricas da TAP.

Lei de Parede

Para garantir a captura da melhor maneira o comportamento das diferentes variáveis de interesse no escoamento, é necessário a determinação do tamanho adequado dos elementos mediante o parâmetro adimensional y^+ . Vide Eq. (4.31)

$$y^+ = \frac{\rho y u_t}{\mu} \quad (4.31)$$

Em que, y^+ , refere-se à menor distância adimensional que vai desde a parede até a fronteira superior do primer elemento. Em quanto, u_t refere-se à velocidade de atrito e μ a viscosidade do fluido.

Por sua vez, a velocidade de atrito u_t é definida como:

$$u_t = \sqrt{\frac{\tau_w}{\rho}} \quad (4.32)$$

Em que, τ_w refere-se a tensão de cisalhamento na parede e ρ à massa específica do fluido.

Estudos realizados mostram a existência de três regiões no escoamento turbulento próximo a uma parede. Vide Figura 4.1.

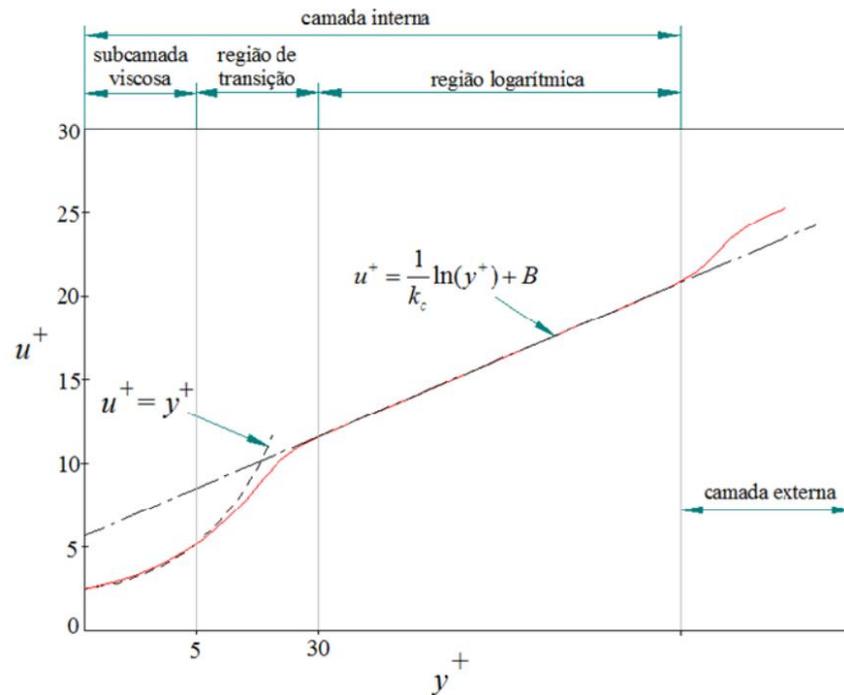


Figura 4.1 Regiões da camada-limite em um escoamento turbulento. (Espinosa, 2013).

Assim a camada interna está dividida em uma subcamada viscosa, uma camada de mistura e uma camada intermediária ou logarítmica.

Na camada subviscosa, o escoamento apresenta-se praticamente de maneira laminar, e os efeitos da viscosidade e difusão molecular são predominantes. Entre $5 < y^+ < 30$, encontra-se a região de mistura. Na camada intermediária onde o escoamento é totalmente turbulento e seu comportamento é dado pela lei logarítmica. Vide Eq. (4.33).

$$u^+ = \frac{U}{u_\tau} = \frac{1}{k_c} \ln(y^+) + B \quad (4.33)$$

Em que U , refere-se à velocidade tangente à parede a uma distância y , k_c é a constante de Von Karman, e B refere-se à constante da camada logarítmica, que por sua vez depende da rugosidade da parede.

Em referência aos valores de $y^+ < 30$, considerasse os efeitos viscosos e turbulentos da mesma ordem de magnitude, sendo $u^+ = y^+$. Enquanto os valores considerados entre $30 < y^+ < 10^3$, conformam a camada intermediária.

Referencial Inercial e Não-Inercial

Para as simulações numéricas da TAP, foram configurados dois domínios, um domínio não inercial correspondente ao rotor da TAP, e outro de natureza inercial, correspondente ao tubo de sucção da turbina. As superfícies dos domínios são então acopladas mediante uma superfície que os conecta (interface), onde as variáveis do campo de escoamento entre as superfícies são interpoladas de forma a garantir a continuidade nas variáveis, Vide Figura 4.2

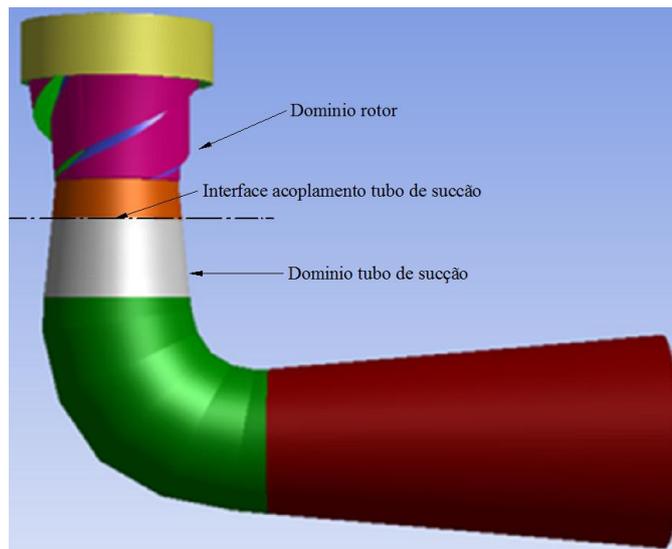


Figura 4.2 Domínios na simulação numérica para a TAP.

Destaca-se a grande importância e influência que tem o tubo de sucção como parte integral da turbina no rendimento global e características de potência da mesma, uma vez que uma proporção considerável da energia disponível em forma de energia cinética na saída do rotor precisa ser recuperada pelo tubo de sucção na forma de energia de pressão estática; foi utilizado o tubo de sucção da turbina Francis GAMM (Gesellschaft für Angewandte Mathematik und Mechanik - Mathematical and Mechanics Applied Society) com a alteração nas curvas geratrizes, externa e interna, que definem o contorno do cotovelo no plano, apresentado por Arispe T. M. (2016). Vide Figura 4.3

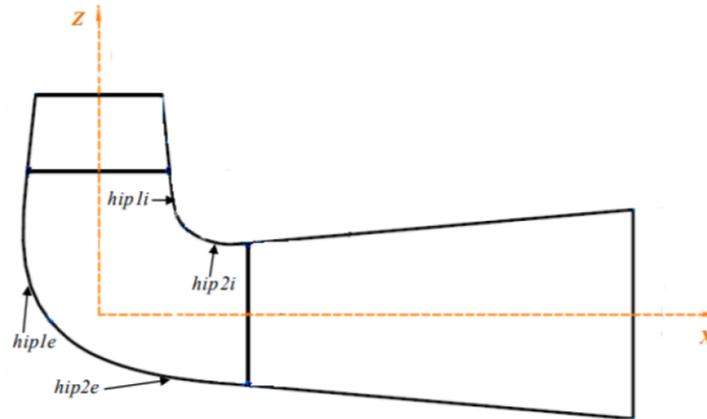


Figura 4.3 Tubo de sucção projetado utilizando curvas hiperbólicas no seu cotovelo.

Figura adaptada. Arispe (2016).

A turbina Francis GAMM é um modelo reduzido que corresponde a uma turbina Francis normal, projetada e testada no Laboratório de Máquinas Hidráulicas IMH-IMHEF-EPFL na cidade de Lausanne, na Suíça, como é mostrado em SOTTAS e RYHMING (1989) a fim de obter geometrias repotenciadas e conseqüentemente turbinas Francis mais eficientes.

No estudo realizado por Arispe (2016), as características de desempenho hidrodinâmico são obtidas através de técnicas de DFC, considerando todos os componentes hidrodinâmicos da turbina: palhetas fixas, palhetas diretrizes, rotor e tubo de sucção, porém sem a caixa espiral. No estudo, as geometrias do cone (cone de entrada do tubo de sucção) e do difusor (cone de saída do tubo de sucção) são iguais às da turbina Francis GAMM, incluindo a posição desses dois componentes em relação ao cotovelo. No entanto, foram modificadas as curvas geratrizes que definem o contorno do cotovelo do tubo de sucção no plano, com diferentes formatos de curvas; adotou-se uma composição de curvas em formato hiperbólico, para as quais o tubo de sucção apresentou uma melhor eficiência hidráulica.

Para as simulações realizadas na TAP, o tubo de sucção foi ajustado com base em parâmetros de escala, e um acoplamento em forma de expansão gradual, como mostra a Figura 4.4 e o foi projetado com o mesmo ângulo do cone à entrada do tubo, $\nu=6^\circ$.

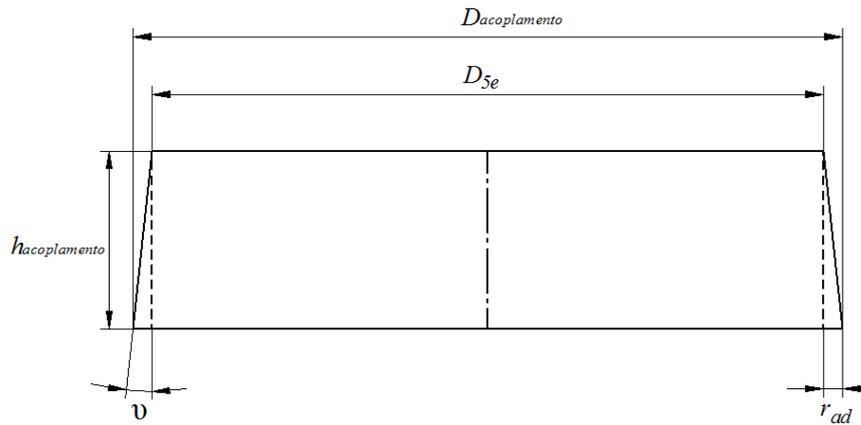


Figura 4.4 Tubo acoplamento rotor-tubo de sucção.

Onde para a altura do acoplamento, $h_{acoplamento}$, foi adotado um valor de 1 m de altura, e determinando-se o r_{ad} e $D_{acoplamento}$ como;

$$r_{ad} = h_{acoplamento} \tan v \quad (4.34)$$

$$D_{acoplamento} = D_{5e} + 2r_{ad} \quad (4.35)$$

Geração da Geometria.

Com base na metodologia apresentada no Capítulo 3, fez-se a construção da geometria do rotor completo de forma automática, através da geração de um arquivo `script.rpl`, para ser interpretado pelo software ICEM-CFD[®]. O arquivo `script.rpl` é editado com comandos em linguagem Tcl/Tk com informações para a geração da geometria do rotor e malha computacional.

Na Figura 4.5, são apresentadas as vistas principais da geometria inicial do rotor da TAP, construída mediante o script.

A Figura 4.6 apresenta uma fração do script, onde a geometria do rotor completo foi parametrizada para a obtenção de diferentes geometrias do rotor com uma ampla quantidade de variáveis de controle.

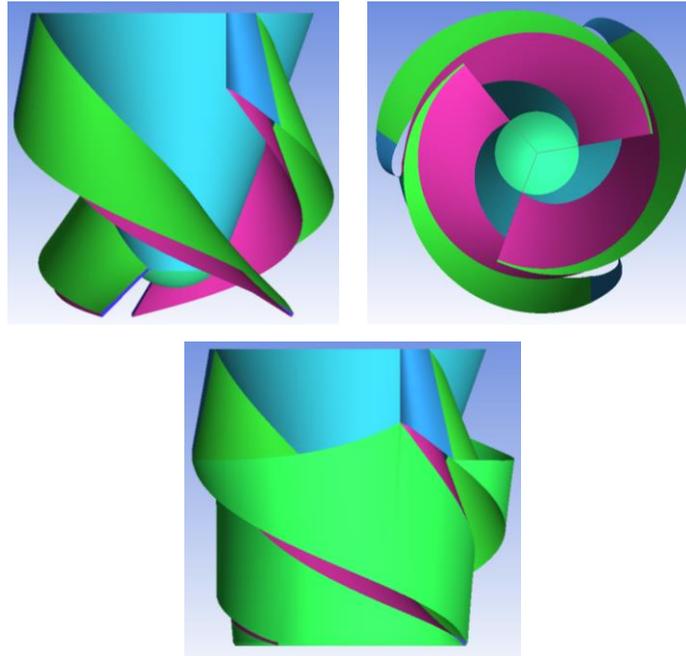


Figura 4.5 Vistas principais do rotor inicial da TAP.

```

### Programacao feita no ICEM CFD
#####
###Geracao da curva da pa plana (hub) em sentido horario
#####
ic_curve point GEOM crv.00 {pnt.10 pnt.11 pnt.12 pnt.13 pnt.14 pnt.15 pnt.16 pnt.17 pnt.18 pnt.19 pnt.20 pnt.21 pnt.22 pnt.23 pnt.24 pnt.25 pnt.26 pnt.27 pnt.28 pnt.29
#####
###Geracao da curva da pá plana em b/2 em sentido horario
#####
ic_curve point GEOM crv.02 {pnt.54 pnt.55 pnt.56 pnt.57 pnt.58 pnt.59 pnt.60 pnt.61 pnt.62 pnt.63 pnt.64 pnt.65 pnt.66 pnt.67 pnt.68 pnt.69 pnt.70 pnt.71 pnt.72 pnt.73
#####
###Geracao da curva da plana com b de anchura em sentido horario
#####
ic_curve point GEOM crv.04 {pnt.32 pnt.33 pnt.34 pnt.35 pnt.36 pnt.37 pnt.38 pnt.39 pnt.40 pnt.41 pnt.42 pnt.43 pnt.44 pnt.45 pnt.46 pnt.47 pnt.48 pnt.49 pnt.50 pnt.51
#####
###Geracao de linha de borde de ataque pa plana de dentro hacia fora
#####
ic_curve point GEOM crv.06 {pnt.10 pnt.32}
#####
###Geracao do borde de fuga da pa plana de dentro hacia fora
#####
ic_curve point GEOM crv.08 {pnt.30 pnt.52}
#####
###Uniao da curva de extrapolacao da pá em sentido horario
#####

```

Figura 4.6 Fragmento do script.rpl para a geração do rotor completo.

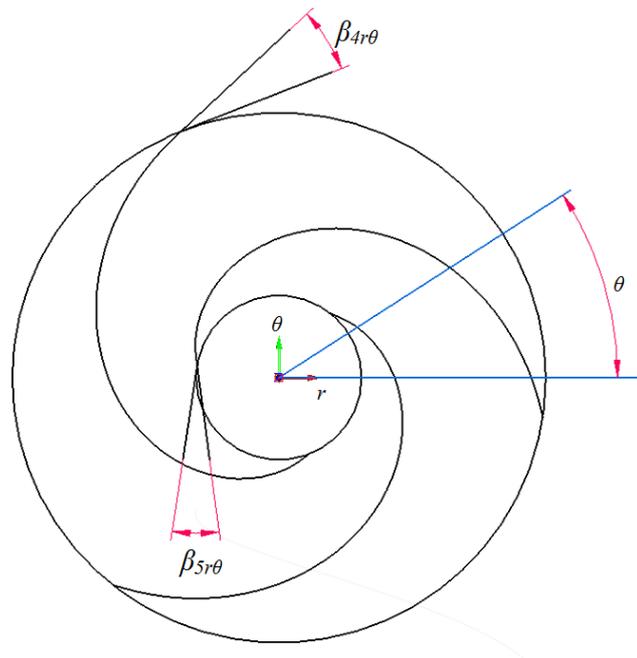
A seguir são apresentadas as variáveis geométricas que foram estabelecidas para a geometria inicial do rotor da TAP, cuja configuração apresentou uma eficiência hidráulica em torno de 88,15%, obtida por meio das simulações numéricas realizadas em FLUENT®. Vide Tabelas 4.1 e 4.2 e Figuras 3.3, 3.10 e 4.7.

Tabela 4.1 Variáveis geométricas de projeto para geometria inicial do rotor da TAP.

Largura da pá, [m]	Parâmetros do cubo	Ângulo θ	Ângulos $\beta_{r\theta}$	Perfil Göttingen	Ângulos λ	Número de pás	$D_{\text{ponto. Médio}}$
$b_4=1,0120$ m $b_5=1,1896$ m	$\delta=70^\circ$ $\gamma=89^\circ$	180°	$\beta_{4r\theta}=19^\circ$ $\beta_{5r\theta}=20^\circ$	622	$\lambda_4=4,5^\circ$ $\lambda_5=58^\circ$	3	$0,7D_{AB}$

Tabela 4.2 Dimensionamento Básico da geometria inicial do rotor da TAP

D_{4i}	D_{4m}	D_{4e}	D_{5i}	D_{5m}	D_{5e}	h_{cubo}
3,7480 m	3,8274 m	3,9069 m	1,1618 m	2,1707 m	3,1795 m	3,729 m

Figura 4.7 Ângulos $\beta_{4r\theta}$ e $\beta_{5r\theta}$ no traçado das curvas da base da pá.

Em referência ao perfil hidrodinâmico, em primeira instância, foi escolhido o perfil hidrodinâmico Göttingen 622, para construção da geometria inicial da TAP, devido a que apresenta um baixo fator de estrangulamento na entrada do rotor, fe_4 , com referência a outros perfis, por ter uma baixa espessura no início do bordo de ataque, e permitindo assim uma maior vazão de operação para uma eficiência hidráulica máxima atingida.

Por outra parte, os valores dos ângulos γ e δ , para a construção do cone do cubo da TAP, foram determinados a partir de prévias simulações numéricas realizadas, onde foi atingida a melhor eficiência hidráulica considerada como geometria *inicial* do rotor da TAP.

Para determinação da distância do ponto médio, $D_{\text{ponto médio}}$, para o traçado do cone (cubo), foi escolhida a fracção de $0,7D_{AB}$, em relação ao segmento D_{AB} (Figura 3.10) para a geração do polinômio de segunda ordem que define o cubo da turbina, condição que gerou melhores resultados na eficiência hidráulica da TAP.

Na Figura 4.8 são mostradas as superfícies que compõem o domínio do rotor da TAP.

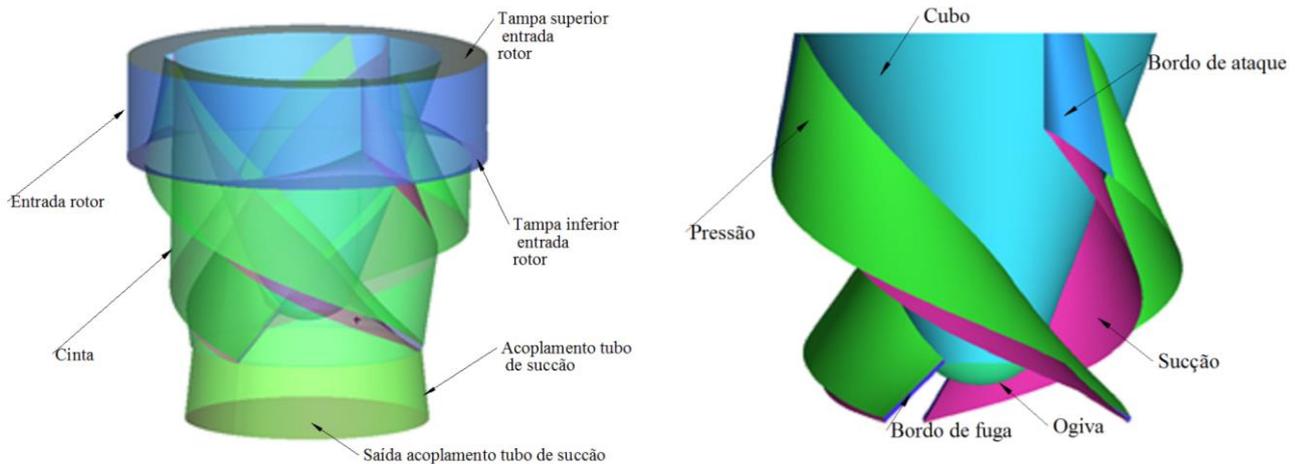


Figura 4.8 Partes do domínio do rotor da TAP.

Geração de Malha e Independência de Malha

Para a simulação numérica da TAP, foram geradas as malhas do rotor completo e o tubo de sucção, separadamente, para posteriormente serem acopladas no FLUENT[®],

A primeira malha gerada da geometria *inicial* do domínio do rotor da TAP (malha de referência), foi uma malha híbrida não estruturada, tetraédrica com dez camadas prismáticas com crescimento linear de 1,3 e núcleo hexaédrico com 9.726.188 elementos. Por sua vez na geração dos prismas, foi empregada uma altura de 0,3 mm, uma relação de altura /base igual a 5, e uma relação de arredondamento de 0,5 para contornar de maneira bem-comportada as superfícies curvadas que conformam a geometria do rotor da TAP, para a obtenção de uma melhor malha não estruturada.

Dentre das superfícies onde foram dispostas as camadas de prismas, encontram-se as superfícies, como: o bordo de ataque, o bordo de fuga, o lado de sucção, lado de pressão da pá,

cubo e ogiva do rotor, que são as superfícies de principal interesse para a determinação do momento, e conseqüentemente a potência de eixo.

No Apêndice D, são mostrados, percentualmente, os valores obtidos de y^+ para as superfícies de interesse, previamente mencionadas, para a vazão de $27\text{m}^3/\text{s}$, onde obteve-se a maior eficiência hidráulica da TAP. Observa-se que os valores apresentados do y^+ nas partes de interesse (as superfícies que conformam as pás do rotor e o cubo e a ogiva), encontram-se com valores máximos em torno de 140, valor considerado dentro da camada intermediária.

Para o tubo de sucção projetado por Arispe (2016), as geratrizes que definem o contorno no plano foram construídas com curvas hiperbólicas, para obtenção da região de cotovelo no tubo de sucção, como mostra a Figura (4.2). Foi gerada uma malha estruturada multi-bloco, mediante o uso de um script, de forma a obter diferentes configurações de tubos de sucção como malhas semelhantes (Arispe, 2016). O número de elementos do tubo de sucção, para ser acoplada com a geometria *inicial* do domínio do rotor, foi de 1.792.280 elementos.

As duas malhas foram geradas em ICEM CDF[®] V.15. Nas Figura 4.9 a 4.13, mostram a discretização de elementos no conjunto rotor e tubo de sucção

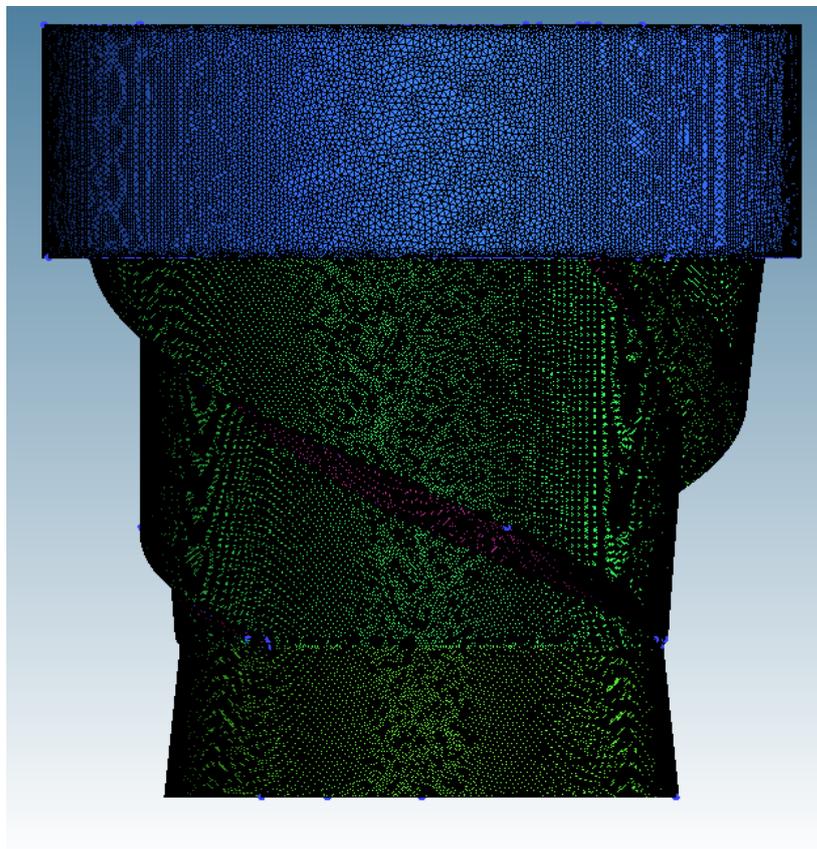


Figura 4.9. Malha do rotor do da TAP.

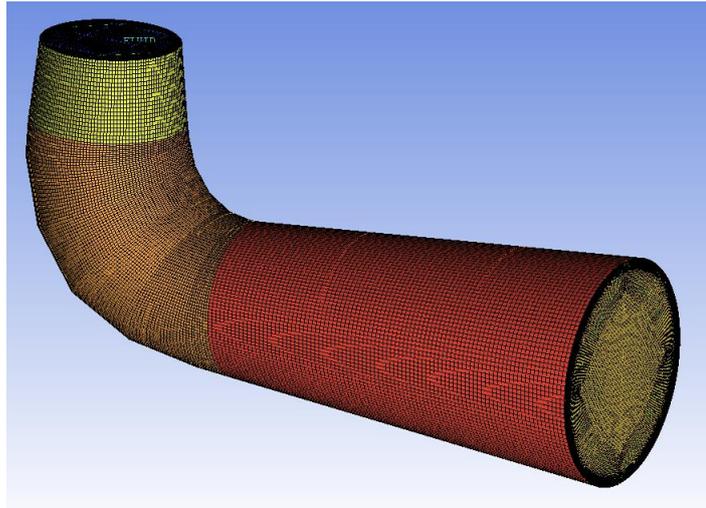


Figura 4.10. Malha estruturada hexaédrica multi-bloco do tubo de sucção.

Nas Figuras 4.11 (a-b), 4.12 (a-b) e 4.13 (a-b), pode-se observar a transição uniforme entre os tetraedros e pirâmides até o núcleo hexaédrico sem ter mudanças abruptas no seu crescimento. Por sua vez, podem ser observadas as camadas prismáticas geradas tanto no bordo de ataque, como o bordo de fuga da pá

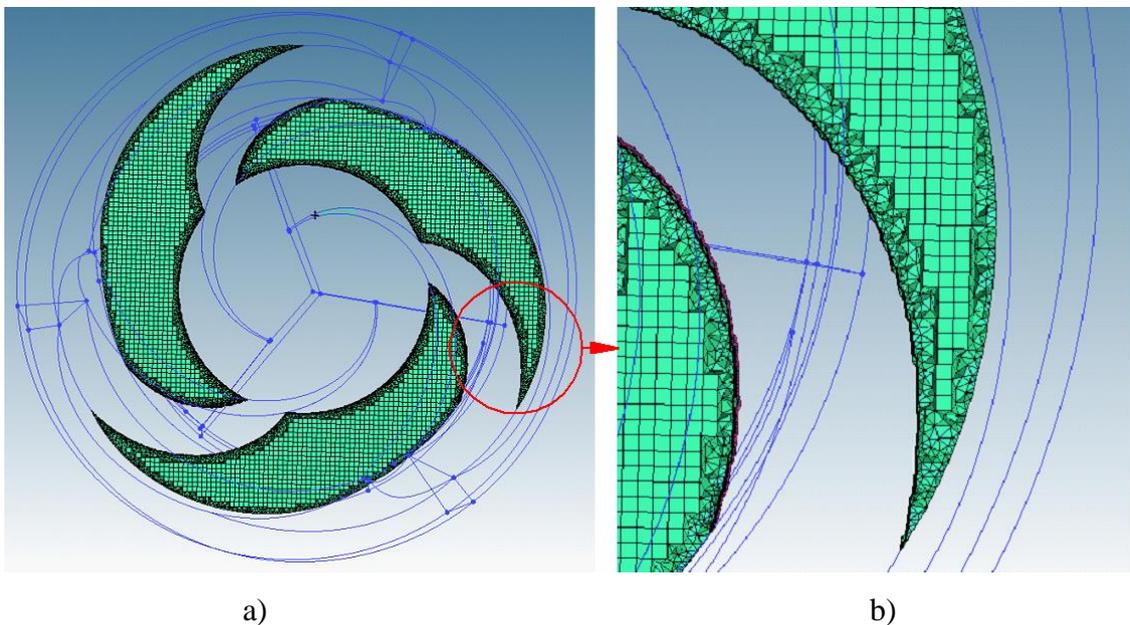


Figura 4.11 a) Plano de corte transversal da malha do domínio do rotor. b) Detalhe no plano de corte transversal do rotor.

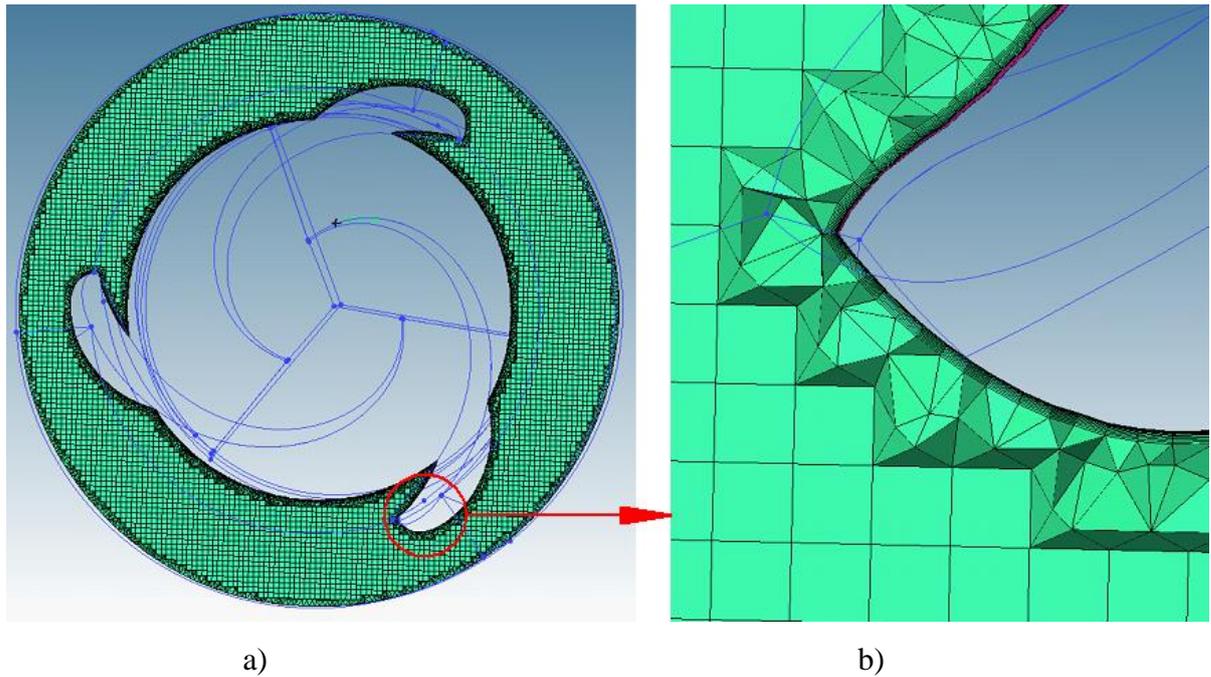


Figura 4.12 a) Corte na vista transversal da malha do domínio do rotor. b) Detalhe do corte na vista transversal, no bordo de ataque do rotor.

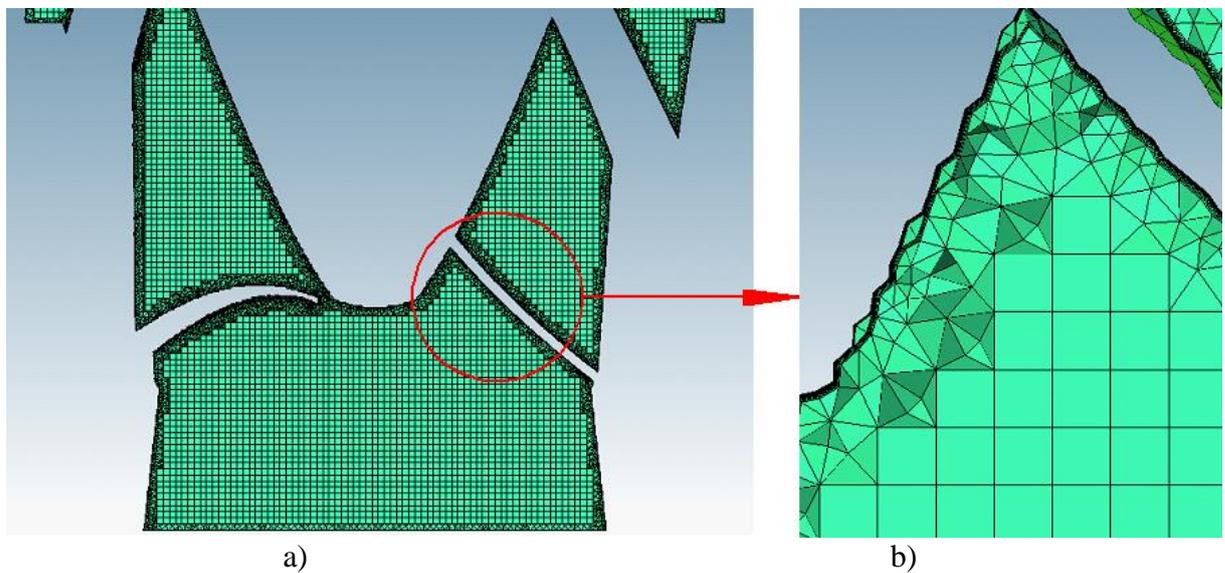


Figura 4.13 a) Corte longitudinal da malha do domínio do rotor b) Detalhe do corte longitudinal, no bordo de fuga do rotor.

Na análise da independência de malha, foram considerados os parâmetros dados no *site* LEAP CFD TEAM (2012), especializado em Aplicações na engenharia na DFC, onde recomendasse o uso de uma segunda malha de aproximadamente 1,5 vezes maior ao tamanho da primeira malha gerada. Desta maneira, para a análise da independência de malha, foi gerada

uma segunda malha do domínio da geometria inicial do rotor da TAP (malha refinada), com as mesmas características (híbrida) com 16.865.925 elementos.

Esta malha refinada foi gerada, mantendo os mesmos parâmetros adotados na malha de referência, em relação ao mesmo número de camadas prismáticas, porém com diferentes tamanhos de elementos nas superfícies.

Enquanto aos parâmetros de malha associados às superfícies que conformam o domínio do rotor da TAP, mostrasse a comparação entre a malha de referência (a primeira malha gerada do domínio do rotor) e a segunda malha, a malha refinada. Vide Tabela 4.3

Tabela 4.3 Parâmetros de malha do rotor da TAP, nas malhas de referência e refinada.

Superfícies	Tamanho dos elementos (mm) malha referência	Tamanho dos elementos (mm) malha refinada	Taxa de crescimento %
Entrada rotor	43	40	-
Cubo	23	20	1,3
Ogiva	23	20	1,3
Sucção	23	20	1,3
Pressão	23	20	1,3
Bordo de ataque	23	20	1,3
Bordo de fuga	11	8	1,3
Tampa superior entrada rotor	38	35	-
Tampa inferior entrada rotor	23	20	-
Saída acople tubo de sucção	43	40	-
Acople tubo de sucção	38	35	-
Cinta (shroud)	23	20	1,3
Rotor (núcleo hexaédrico)	43	40	NA

Para a análise da independência de malha, foi conferido com base nos resíduos em valores RMS da massa em torno de 1×10^{-5} para a malha de referência e a malha refinada, considerando o valor da vazão de $27 \text{ m}^3/\text{s}$, $H=28 \text{ m}$ e $N=120 \text{ rpm}$, onde se obteve a maior eficiência hidráulica. No Apêndice E, apresenta-se o relatório do aplicativo *turbo-report* do Fluent®, onde pode-se verificar as grandezas de desempenho da turbina.

Com base no critério estabelecido por LEAP CFD TEAM (2012), no qual a variação nas diferentes grandezas avaliadas entre os casos rodados com a malha de referência e a malha

refinada deve ser menor a 1%, foram avaliadas as variações no momento e a eficiência hidráulica obtida da TAP. Vide Eq. (4.36) e Eq. (4.37).

$$\left| \left(\frac{M_{\text{malha de referência}} - M_{\text{malha refinada}}}{M_{\text{malha de referência}}} \right) \times 100 \right| \leq 1\% \quad (4.36)$$

$$\left| \left(\frac{\eta_{h \text{ malha de referência}} - \eta_{h \text{ malha refinada}}}{\eta_{h \text{ malha de referência}}} \right) \times 100 \right| \leq 1\% \quad (4.37)$$

Assim, com os dados do *turbo-report*, Apêndice E, se estabeleceu que a variações no momento e na eficiência hidráulica obtida no rotor da TAP, foram de 0,4908 % de variação para o momento, e de 0,0743% para a eficiência hidráulica, permanecendo, portanto dentro dos limites admissíveis. Esta análise permite que seja utilizada a malha de referência sem perda na precisão dos resultados.

Para a geração das diferentes malhas do DOE em alguns casos, teve-se algumas dificuldades associadas ao crescimento dos tetraedros para geração das mesmas, portanto foram utilizados fatores de crescimento do 1,25% a 1,1% nos tetraedros, em lugar do fator de crescimento dos tetraedros de 1,3%, usado na malha de referência, para tornar possível a geração da malha, sem alteração nenhuma dos outros parâmetros de tamanho, e não tendo um aumento significativo no número de elementos, por ser elementos de transição para o núcleo hexaédrico.

Embora tenha-se feito uma variação no crescimento dos tetraedros, dependendo do caso de cada geometria do rotor da TAP, em que apresentou problema na geração dos tetraedros, refere-se a uma redução de tamanho destes, dando lugar à obtenção de malhas mais refinadas que a malha de referência, estando dentro dos parâmetros dos critérios de independência de malha anteriormente descritos.

Condições de Contorno

As simulações numéricas foram feitas com objetivo de determinar o comportamento da turbina, mantendo a rotação constante para diferentes valores de vazões, e assim determinar a máxima eficiência da turbina.

O escoamento será considerado incompressível, em regime permanente com valores de viscosidade dinâmica e massa específica de; $\mu=1,003 \times 10^{-3}$ [Pa-s], $\rho=998$ kg/m³, respectivamente, valores tomados a uma temperatura de 20°C, e ação da gravidade com um valor de 9,81 m/s².

Na condição de contorno na entrada, foi dada através da velocidade absoluta c_4 , em forma de componentes tangencial, radial e axial, em coordenadas cilíndricas determinadas no projeto preliminar do rotor, considerando o escoamento perfeitamente alinhado e guiado na entrada nos canais hidráulicos do rotor, de tal maneira que a velocidade meridional à entrada do rotor, c_{m4} , ficasse perpendicular à largura da pá, b_4 . Vide Figura 3.6 e as Eqs. (4.38), (4.39) e (4.40), (Para mais detalhe, Vide Apêndice A).

Neste ponto, é importante lembrar, que não foi introduzido o sistema distribuidor nem mesmo o pré-distribuidor, devido ao incremento excessivo de elementos, sendo assim, obteve-se por simplificar o problema e unicamente considerar a velocidade absoluta na saída do distribuidor com perfeitamente guiada pelas pás fixas.

$$c_{4r} = c_4 \cos \lambda_4 \sin \alpha_{4r\theta} \quad (4.38)$$

$$c_{4\theta} = c_4 \cos \lambda_4 \cos \alpha_{4r\theta} \quad (4.39)$$

$$c_{4z} = c_4 \sin \lambda_4 \quad (4.40)$$

Na entrada do rotor, define-se a condição de contorno como a pressão estática dada em função da queda líquida de $H=28$ m. ou 274.130,64 Pa.

Para a configuração da condição de contorno na saída no tubo de sucção, foi dada através de um valor de pressão estática (*Outlet-pressure*), o qual pode ser determinado a partir das dimensões do conjunto da turbina; a largura vertical da pá b_{4h} , a altura do domínio do rotor e altura do tubo. Vide Figura 4.14.

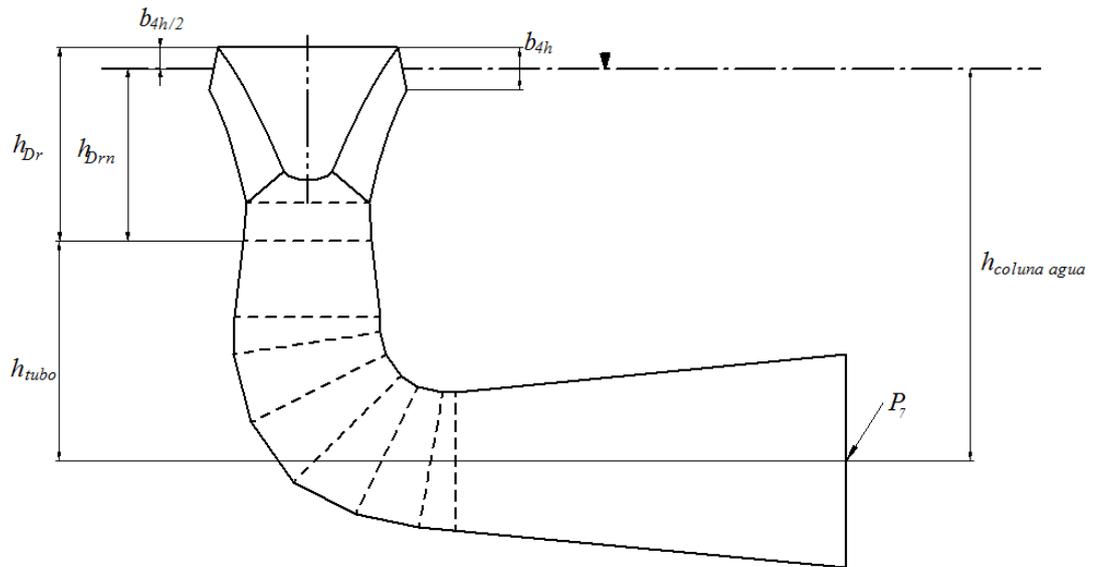


Figura 4.14 Determinação da pressão estática na saída do tubo de sucção.

Assim, h_{Dr} , corresponde à altura do domínio do rotor; h_{Drm} , altura do domínio do rotor menos a altura média da pá; h_{tubo} , altura do tubo e $h_{coluna\ agua}$, correspondente à altura da coluna de água total entre a entrada do rotor e saída do tubo de sucção. Por tanto se tem que;

$$h_{Drm} = h_{Dr} - \frac{b_{4h}}{2} \quad (4.41)$$

$$h_{coluna\ agua} = h_{Drm} + h_{tubo} \quad (4.42)$$

Onde:

$$p_7 = \rho g h_{coluna\ agua} \quad (4.43)$$

Na continuação, são mostradas para o caso da geometria *inicial* do rotor da TAP, com base nas dimensões a determinação da pressão estática na saída do tubo de sucção. Vide Tabela 4.4.

Tabela 4.4 Determinação da pressão estática à saída do tubo de sucção na geometria inicial

b_{4h}	h_{Dr}	h_{Drm}	h_{tubo}	$h_{coluna\ agua}$	P_7
1,0089 m	5,1271 m	4,6227 m	5,8256 m	10,4484 m	102293,4 Pa

Por outra parte, procede-se, a determinação da altura mínima geométrica de sucção, para que a turbina não apresente regiões importantes de cavitação, condição que será avaliada para a condição de máxima eficiência hidráulica da geometria *inicial* da TAP. O valor da altura de sucção para turbinas hidráulicas é definido como:

$$h_s \leq h_b - \Delta h - h_v \quad (4.44)$$

Onde h_s é a altura geométrica de sucção, h_b é a altura barométrica que será considerada ao nível do mar, Δh é o decréscimo adicional de pressão definido por $\Delta h = \sigma H$, em que H é a altura de queda líquida e σ é o coeficiente de Thoma, e h_v é a pressão de vapor 2,337 kPa, a 20°C.

Para o cálculo do coeficiente de Thoma, σ , será utilizada a Eq. (4.45) para turbinas Francis dada pela Water Power International em 1987, citado por Souza et al (1999), devido à semelhança da sua geometria entre a TAP e a turbina Francis.

$$\sigma = 0,0245e^{0,00833 \, nqA} \quad (4.45)$$

Assim, considerando a eficiência hidráulica máxima, η_h , que corresponde uma vazão de 27m³/s, (Vide Fig 6.12, seção 6.3 no capítulo de Resultados) pode se verificar o valor de h_s referente a posição em relação ao nível a jusante. Vide Tabela 4.5.

Tabela 4.5 Determinação da altura de sucção na geometria inicial da TAP

NqA com $Q = 27\text{m}^3/\text{s}$	σ	h_b	Δh	h_v	$h_s <$
154,025	0,08838	10,3494 m	2,4748 m	0,2387 m	7,6359 m

Sendo $h_s=7,6359$ m, o que faz que o rotor da turbina não apresente cavitação e não precise ser afogada. Entretanto, pode ser colocada a entrada da turbina no nível a jusante sem nenhum prejuízo de comprometer a eficiência com a cavitação.

Em referência ao domínio não inercial - rotor, está conformado pelos bordos de fuga e ataque da pá, superfícies de pressão e sucção da pá, cubo, ogiva, cinta, tampas superior e inferior na entrada rotor, definidos como superfícies lisas com condição de aderência, de maneira que a velocidade relativa seja nula nas paredes em movimento.

Assim, a cinta (shroud), gira de maneira solidaria às pás, ao cubo, à ogiva, às tampas superior e inferior do rotor, respectivamente, não existindo folga de topo entre as pás e a cinta da turbina.

No concernente as intensidades de turbulência na entrada do rotor e a saída do tubo de sucção, foram configuradas em função do diâmetro hidráulico. Assim, conhecendo que a escala de comprimento de turbulência (*Turbulence length Scale*), que é uma quantidade física relacionada com o tamanho dos grandes vórtices e que contém a energia nos escoamentos turbulentos, pode ser determinada mediante;

$$l = 0,07L \quad (4.46)$$

Em que, L refere-se comprimento característico do duto ou canal por onde é guiado o escoamento. Em canais de seção transversal não circulares pode-se dizer para escoamentos internos totalmente desenvolvidos hidráulico, que $L=D_H$. ANSYS (2011b).

Assim, foi utilizado para a configuração das intensidades de turbulência, um valor de 5% na intensidade de turbulência e diâmetro hidráulico, fazendo uso da recomendação para simulações em turbo-máquinas, (CFD online 2017).

Esquemas Numéricos de Solução

Para o acoplamento, pressão e velocidade foi utilizado o esquema SIMPLE (*Semi-Implicit Method for Pressure-Linked Equations*), que mediante um processo iterativo utiliza um relacionamento entre a velocidade e as correções de pressão para garantir o princípio da conservação da massa e obter o campo de pressões (Tu J. et al.2013).

Referente aos esquemas de interpolação, foram configurados na discretização espacial; para pressão, o método standard; para o momento, a energia cinética turbulenta k , e a taxa de dissipação específica ω , foram utilizados o esquema de segunda ordem Upwind.

Para a pressão, foi escolhido o método de interpolação Standard, que interpola os valores de pressão nas faces dos volumes finitos, usando os coeficientes da equação de momento. A aplicação de este método, é muito adequada quando a variação da pressão entre os volumes é dada de maneira suave. (Fluent Inc. 2001).

Embora os sistemas de primeira ordem atinjam uma melhor convergência que os esquemas de segunda ordem, são menos precisos nos seus resultados. FLUENT (2003).

Enquanto os fatores de relaxamento, foram utilizados os valores de 0,3 para a pressão, 0,5 para o momento, 0,3 para a energia cinética turbulenta k , e 0,3 para a taxa de dissipação específica ω .

Em referência aos resíduos de convergência utilizados para o levantamento das curvas da eficiência hidráulica, momento, potência de eixo e potência hidráulica v.s. vazão da TAP, foram utilizados para a continuidade, $\epsilon=1 \times 10^{-5}$; para as velocidades, a energia cinética turbulenta, k , e a taxa de dissipação da energia, ω , resíduos de 1×10^{-3} .

Porém, para a construção do plano fatorial, devido às variações geométricas nos diferentes rotores da TAP, considerando o processo de otimização, constatou-se a dificuldade na convergência do valor de RMS da Continuidade de 1×10^{-5} , para o caso do perfil Göttingem 408, sendo necessário ajustar o critério de convergência pelo número de iterações, garantindo o desenvolvimento da solução ou pela estabilização da curva de resíduos da Continuidade.

Para isto, com base no comportamento observado nos casos não convergidos e a determinação da estabilização da curva de resíduos na continuidade, foi fixado o critério de convergência em 4000 iterações, onde apresentasse valores na curva de resíduos da continuidade para todos os casos simulados, abaixo de 2×10^{-5} , como mostra a Figura 4.15.

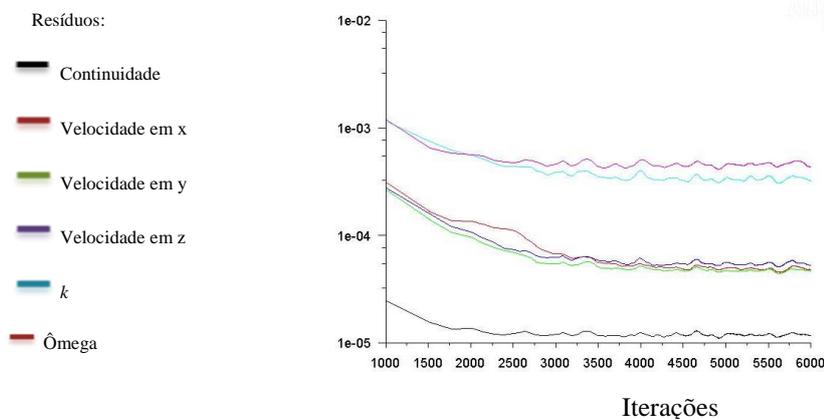


Figura 4.15 Curva de resíduos na continuidade de um caso simulado, depois das 4000 Iterações.

O tempo de convergência para cada caso rodado com os perfis Göttingen 622 e 474 foram em uma média de seis 6 horas, enquanto para o perfil Göttingen 408, foram de 17 horas, com 16 núcleos Intel Xenon 64 de 2,6 GHz e 64GB de memória RAM dedicados, com os critérios anteriormente mencionados.

A continuação, Vide Figura 4.16, mostra o fluxograma completo da metodologia aplicada para a geração da geometria parametrizada do rotor, processo que é feito de maneira

semiautomática integrando os dados fornecidos pelo código desenvolvido em Fortran e editados no script para interpretação pelo ICEM-CFD®.

Posteriormente, de forma manual é realizado o acoplamento com o tubo de sucção através de interface de interpolação de variáveis.

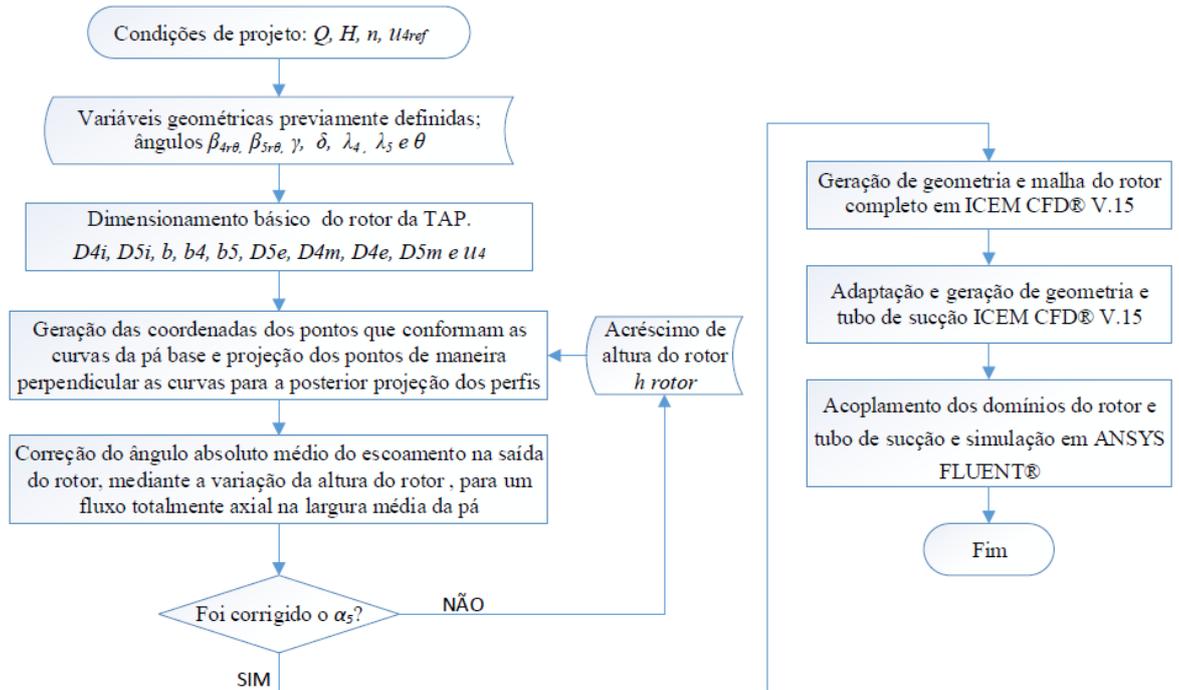


Figura 4.16 Fluxograma para a geração e simulação numérica da TAP.

5 OTIMIZAÇÃO ATRAVÉS DE UM PROJETO DE EXPERIMENTOS (DOE)

Neste capítulo será apresentada a metodologia de otimização com base na construção de projeto de experimento (DOE). Desse modo, são escolhidas as variáveis geométricas ou fatores necessários para a construção do DOE, definidos como entradas. As variáveis de saída foram então definidas como: eficiência hidráulica da TAP e os parâmetros para a sobrevivência dos peixes em uma turbina amigável aos peixes, já apresentados no Capítulo 2. Tendo como objetivo obter a melhor geometria da TAP, que atenda estes parâmetros, incluindo uma melhoria na eficiência hidráulica.

5.1 Variáveis de Parametrização da TAP.

Após descrita a metodologia para o projeto hidrodinâmico do rotor da TAP, define-se as parametrizações geométricas no rotor, para a determinação do plano de experimento fatorial (DOE).

Assim, as variáveis geométricas de projeto do rotor da TAP, foram:

Perfil hidrodinâmico: Entre os critérios utilizados para a seleção dos perfis hidrodinâmicos foram considerados os seguintes critérios: bordo de ataque arredondado, de maneira a mitigar a intensidade dos ferimentos ocasionados pelo batimento nos peixes HERCKER G. et al. (2012). Nesse sentido, foram escolhidos três perfis com diferentes fatores de estrangulamento. A série dos perfis escolhidos foi a Göttingen, porém a metodologia pode ser estendida para outras series de perfis, como NACA, CLARK, entre outros.

Os perfis selecionados foram Göttingen 408, 474 e 622, os quais são mostrados no Apêndice F, junto com suas coordenadas percentuais ao longo do seu comprimento das cordas e que foram variados mediante o script feito em ICEM CFD[®].

Ângulo de varredura na pá θ : Foi feita uma variação no valor de θ , de 171°, e 200°, com valores intermediários de 180°, 189° e 195°. O ângulo θ tem influência direta no acréscimo

ou redução do atrito, como também na altura do rotor, isto é, no comportamento do escoamento quando melhor guiado no canal, porém, com maior atrito nas paredes em contato com o escoamento relativo.

Ângulo na aresta da pá na saída do rotor, λ_5 : Este ângulo além de ter uma direta influência na determinação da altura do rotor, define implicitamente o acréscimo progressivo da viragem da pá ao longo de todo seu percurso. Assim, a alteração do ângulo λ_5 , muda o traçado da pá na viragem de seu percurso, o que pode ter uma influência no desempenho hidráulico da TAP, como também no desempenho dos parâmetros de uma turbina amigável aos peixes.

Foi feita uma variação nos valores do ângulo na aresta da pá na saída do rotor, $\lambda_5=53^\circ$ até $\lambda_5=72^\circ$, com valores intermediários de 58° , 63° e 68° .

Este conjunto de variáveis de projeto foi escolhido considerando os mais importantes para o ganho ou perda de eficiência hidráulica, assim como, *intuitivamente* influenciam no canal hidráulico da TAP, tentando conservar os parâmetros de sobrevivência dos peixes descritos no Capítulo 2.

No projeto de experimentos fatorial tiveram pontos que foram descartados, devido à impossibilidade na geração de algumas malhas dos rotores. E também houve a exclusão de casos, onde se apresentaram valores atípicos na taxa de cisalhamento. Com isso, tornou-se possível realizar a análise da influência dos fatores sobre as variáveis de saída.

Para tal propósito, foi feito um projeto de experimentos fatorial de três variáveis; o perfil hidrodinâmico, o ângulo de varredura, θ , e o ângulo na aresta da pá na saída do rotor, λ_5 , nas faixas e valores anteriormente descritos para cada uma das variáveis selecionadas, com um tamanho de 68 amostras satisfatórias. Vide Apêndice G. As amostras não satisfatórias faltantes, deve-se à impossibilidade na geração das malhas do rotor com a manutenção dos mesmos parâmetros de malha, e o descarte de amostras por se encontrar por fora das 3σ (desvios padrões) na taxa de cisalhamento na população.

5.2 Avaliação dos Parâmetros de Sobrevivência dos Peixes na TAP

Além da eficiência hidráulica da TAP, para análise de resultados e escolha do rotor da TAP com melhor desempenho ao nível integral, devem ser consideradas a taxa de cisalhamento, a taxa de variação de pressão e a pressão mínima, apresentadas por cada rotor simulado, e cujos valores são indicados por Odeh (1999), para o projeto de uma turbina amigável aos peixes, para a sobrevivência dos peixes. Vide Eqs. (5.1), (5.2), (5.3) e (5.4).

$$\text{Max } \eta_h (\tau, Q, \Delta p) \quad (5.1)$$

$$P_{min} \geq 68,8 \text{ [kPa]}, P_{min} \text{ é a Pressão mínima,} \quad (5.2)$$

$$w \frac{dP}{dS} \leq 550,3 \text{ [kPa]}, \text{ taxa de variação de pressão} \quad (5.3)$$

$$\varepsilon = \frac{dV}{dS} \leq 180 \text{ [s}^{-1}\text{]}, \text{ a taxa de cisalhamento.} \quad (5.4)$$

No referente à velocidade tangencial no rotor, ela foi considerada previamente como parâmetro principal no projeto preliminar do rotor da TAP.

Porém, devido a restrições laterais que abrangem as faixas, onde se apresentam os valores admissíveis para a sobrevivência dos peixes, foi necessário quantificar a porcentagem no interior do rotor que cumprem com estas restrições.

Portanto, é necessária a criação de indicadores de referência para a pressão mínima, para a taxa de cisalhamento e para a taxa de variação de pressão, como:

- Ind_{pmin} = Indicador de pressões mínimas admissíveis no domínio do rotor (%)
- Ind_{\epsilonpsilon} = Indicador de taxas de cisalhamento admissíveis no domínio do rotor (%)
- Ind_{varp} = Indicador de taxas de variação de pressão admissíveis no domínio do rotor (%)

Assim, para a obtenção dos valores dos indicadores mencionados, foram obtidos, no pós-processamento do programa FLUENT[®], a saída dos dados processados para o domínio discretizado no interior do rotor. Vide Apêndice H

A taxa de variação de pressão foi inserida através de funções particularizadas (Custom Field Functions) no programa FLUENT[®], sendo definida como:

$$w \frac{dp}{ds} = \left(\left(w_x \frac{dp}{dx} \right)^2 + \left(w_y \frac{dp}{dy} \right)^2 + \left(w_z \frac{dp}{dz} \right)^2 \right)^{1/2} \quad (5.5)$$

Em que w refere-se à magnitude da velocidade relativa do escoamento, e w_x , w_y e w_z , à suas componentes. Por outra parte, ressalta-se que a variação de pressão apresenta, uma faixa de valores positivos e negativos.

Para o processo de otimização mediante o projeto de experimentos DOE, foi feita uma média ponderada, onde são abrangidas as diferentes variáveis de interesse para cada geometria da TAP simulada, (a eficiência hidráulica, a pressão mínima, a taxa de cisalhamento e a taxa de variação de pressão), as quais se pretende maximizar, mediante a atribuição de pesos para cada uma das variáveis anteriormente mencionadas.

Foram escolhidos como pesos de ponderação para as variáveis de interesse a maximizar os seguintes valores:

- Para a eficiência hidráulica, um peso de $w_{nh} = 0,64$
- Para a pressão mínima, um peso de $w_{pmin} = 0,12$
- Para a taxa de cisalhamento, um peso de $w_{\epsilonpsilon} = 0,12$
- Para a taxa de variação de pressão, um peso de $w_{pvar} = 0,12$

Nota-se, que foi dado um maior peso para a eficiência hidráulica, devido à transcendência em termos da geração de energia, assim como no desempenho hidráulico, envolvendo implicitamente a influência que têm sobre os parâmetros que afetam os peixes, como ocorre com o fenômeno da cavitação, a turbulência gerada, e os indicadores dos parâmetros para o projeto de uma turbina amigável aos peixes.

Enquanto, aos parâmetros de pressão mínima, taxa de cisalhamento e taxa de variação de pressão, foi dado o mesmo valor para cada uma, por considerar-se da mesma importância para a sobrevivência dos peixes.

Portanto, a média ponderada para a determinação da geometria otimizada da TAP, que cumpre de maneira integral com as variáveis de interesse mencionadas é:

$$\text{Média ponderada} = w_{nh} \eta_h + w_{pmin} \text{Ind}_{pmin} + w_{\epsilonpsilon} \text{Ind}_{\epsilonpsilon} + w_{pvar} \text{Ind}_{pvar} \quad (5.6)$$

Desta maneira, a pontuação obtida, se avaliou de 0 a 100 e a geometria escolhida foi aquela que obteve a maior pontuação.

6 ANÁLISE DE RESULTADOS

Neste capítulo são apresentados os resultados obtidos das simulações numéricas das diferentes geometrias de TAP, avaliadas no DOE, assim como o resultado da otimização feita mediante a média ponderada para as variáveis de interesse a maximizar. Por sua vez, foram analisados os efeitos principais e as interações entre as diferentes variáveis (eficiência hidráulica, a pressão mínima, a taxa de cisalhamento e a taxa de variação de pressão).

Após esta análise, são apresentadas as comparações entre os resultados otimizados e da geometria inicial da TAP.

Geometria Otimizada da TAP

Foi construído um Projeto de Experimentos, onde se obtiveram 68 amostras satisfatórias, para um DOE com três variáveis de projeto, três níveis discretos para a variável do perfil, cinco níveis tanto para o ângulo na aresta da pá na saída do rotor, λ_5 , como para o ângulo de varredura, θ , (vide Apêndice G).

Fazendo uso da média ponderada nas réplicas feitas no DOE, encontraram-se amostras que obtiveram o maior valor na ponderação, com os pesos anteriormente estabelecidos, para a eficiência hidráulica e os indicadores de pressão mínima, taxa de cisalhamento, e taxa de variação de pressão. Vide Tabela 6.1.

Tabela 6.1 Respostas do DOE com maior pontuação da média ponderada

Perfil	Lambda λ_5	Theta θ	Eficiência hidráulica %	Indicador Pressão mínima %	Indicador Taxa de cisalhamento %	Indicador Taxa de variação de pressão %	Média ponderada
Göttingen 622	53	180	88,26	99,41	62,63	97,00	87,57
Göttingen 622	53	200	88,74	99,61	60,06	96,65	87,55
Göttingen 622	58	180	88,15	99,39	62,75	96,86	87,50

Portanto, a geometria da TAP que cumpriu, segundo o maior valor da média ponderada, é aquela com perfil Göttingen 622, com um ângulo de varredura, $\theta=180^\circ$ e um ângulo na aresta da pá na saída do rotor, $\lambda_5=53^\circ$, seguida da geometria com o mesmo perfil e $\theta=200^\circ$; $\lambda_5=53^\circ$, com a maior eficiência hidráulica obtida, porém com o indicador mais baixo na taxa de cisalhamento das três melhores geometrias apresentadas na Tabela 6.1. E, finalmente, ocupando o terceiro lugar a geometria *inicial* do rotor da TAP, com um indicador de taxa de cisalhamento maior que as duas anteriores geometrias descritas, porém, com uma menor eficiência hidráulica e um menor indicador na pressão mínima.

A seguir são mostradas as variáveis geométricas da geometria otimizada da TAP. Vide a Tabela 6.2 e Tabela 6.3

Tabela 6.2 Variáveis geométricas de projeto para geometria do rotor otimizada da TAP.

Largura da pá, [m]	Parâmetros do cubo	Ângulo θ	Ângulos $\beta_{r\theta}$	Göttingen	Ângulos λ	N de pás	$D_{\text{ponto. Médio}}$
$b_4=1,0120$ m $b_5=1,1896$ m	$\delta=70^\circ$ $\gamma=89^\circ$	180°	$\beta_{4r\theta}=19^\circ$ $\beta_{5r\theta}=20^\circ$	622	$\lambda_4=4,5^\circ$ $\lambda_5=53^\circ$	3	$0,7D_{AB}$

Tabela 6.3 Dimensões básicas da geometria do rotor otimizada da TAP

D_{4i}	D_{4m}	D_{4e}	D_{5i}	D_{5m}	D_{5e}	h_{cubo}
3,7480 m	3,8274 m	3,9069 m	1,1618 m	2,1707 m	3,1795 m	3,713 m

Desta mesma maneira, são mostradas para o caso da geometria otimizada da TAP, as dimensões para a determinação da pressão estática na saída do tubo de sucção. Vide Tabela 6.4

Tabela 6.4 Pressão estática à saída do tubo de sucção na geometria otimizada

b_{4h}	h_{Dr}	h_{Drm}	h_{tubo}	$h_{\text{coluna agua}}$	P_7
1,0089 m	5,2409 m	4,7364m	5,8256 m	10,562 m	103406,8 pa

Havendo-se obtido os resultados no DOE, se prossegue a análise dos *efeitos principais* e as interações das variáveis envolvidas.

Análise dos Efeitos Principais e das Interações das Variáveis Envolvidas no DOE

Para a análise dos efeitos principais dos parâmetros (perfil hidrodinâmico, ângulo de varredura, θ , e o ângulo na aresta da pá na saída do rotor, λ_5) e das interações entre estes, utilizou-se o programa MINITAB®.

Na análise dos efeitos principais, são determinadas as médias de cada variável com respeito a cada uma das variáveis de saída, como a eficiência hidráulica e os indicadores da pressão mínima, taxa de cisalhamento e taxa de variação de pressão.

Para a análise na influência das variáveis de entrada e suas interações em cada uma das variáveis de saída, foram utilizados os gráficos de Pareto dos Efeitos Padronizados. Define-se os efeitos padronizados no caso específico, como os valores obtidos para cada variável de entrada normalizados pelos respectivos desvios padrões de cada variável, com um intervalo de confiança determinado, utilizando a distribuição probabilística *t-student*. Para a realização destas análises, foi considerado um intervalo de confiança do 95%.

Em referência aos efeitos principais das variáveis geométricas, na eficiência hidráulica, pode ser observada, a grande influência que tem o tipo de perfil, assim como o ângulo de varredura, θ , no ganho ou perda na eficiência. Enquanto ao ângulo λ_5 , tem uma menor influência comparada com as duas primeiras variáveis mencionadas. Vide Figura 6.1 e. Figura 6.2

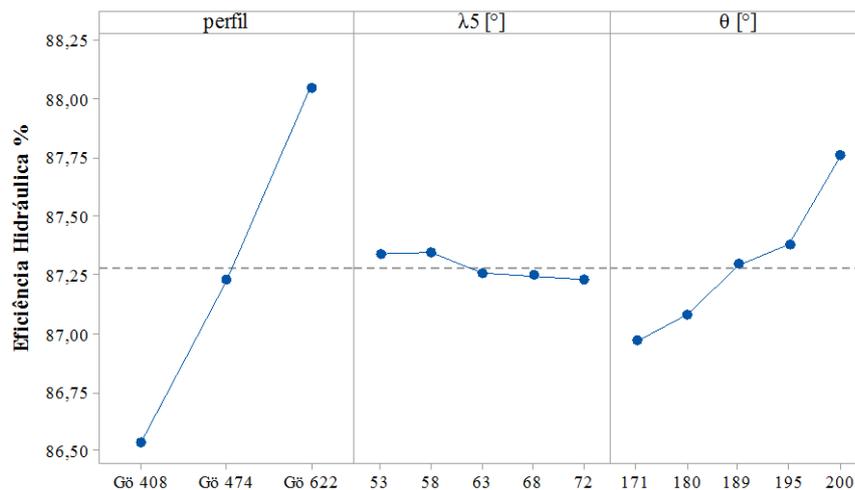


Figura 6.1 Gráfico de efeitos principais para a eficiência hidráulica.

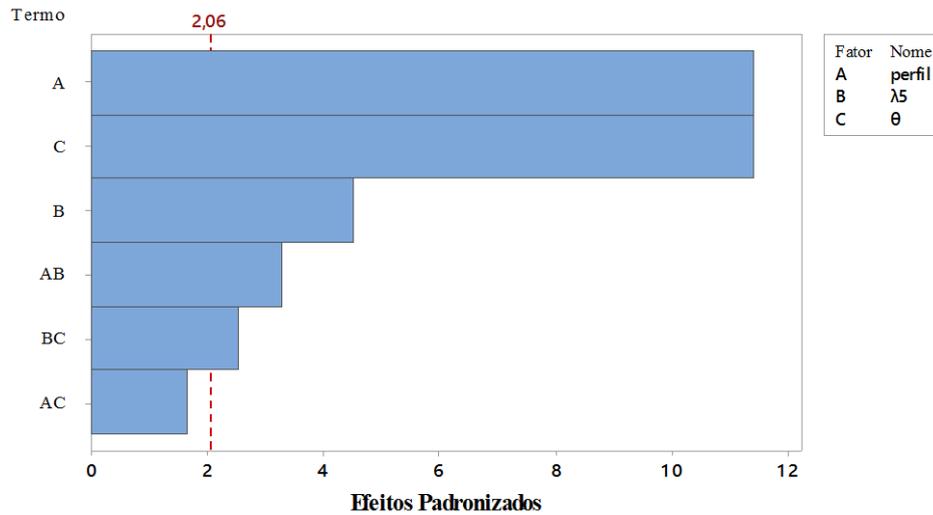


Figura 6.2 Gráfico de Pareto dos efeitos padronizados na eficiência hidráulica.

Em referência à interação das variáveis geométricas com respeito à eficiência hidráulica, pode-se observar as interações AC, BC e AB, onde o menor efeito é verificado na interação entre o ângulo de varredura e o tipo de perfil, sendo esta combinação menos importante uma vez que se encontra abaixo do intervalo de confiança. Vide Figura 6.2

A Figura 6.3 apresenta a variação da variável, λ_5 , com relação aos diferentes tipos de perfis, verificando-se que o perfil Göttingen 622 apresenta maiores eficiências, em comparação com os outros. Por outro lado, à medida que a magnitude de λ_5 aumenta, há um decréscimo da eficiência hidráulica, no perfil 622, entretanto, nos outros perfis, se vê um comportamento com variações pouco significativas. Vide Figura 6.3

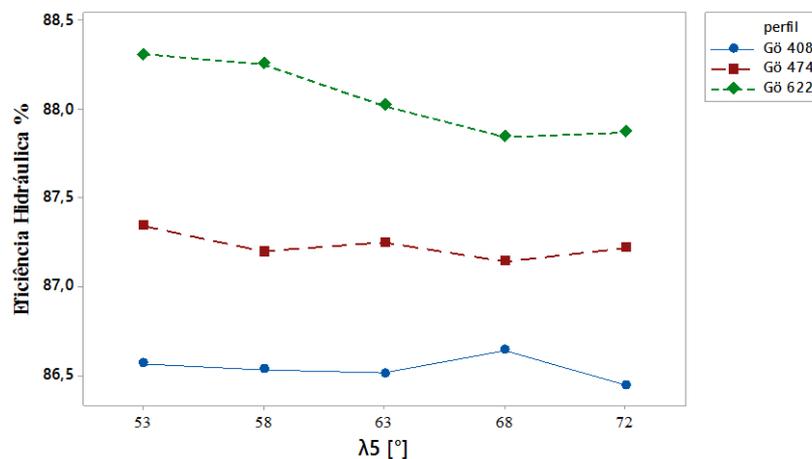


Figura 6.3 Gráfico de interação entre o tipo de perfil e o ângulo na aresta da pá na saída do rotor, λ_5 , na eficiência hidráulica.

Quanto à interação entre o ângulo de varredura θ e o ângulo na saída do rotor, λ_5 , observa-se uma tendência geral no aumento na eficiência hidráulica, quando estes dois ângulos aumentam na sua magnitude. Vide Figura 6.4

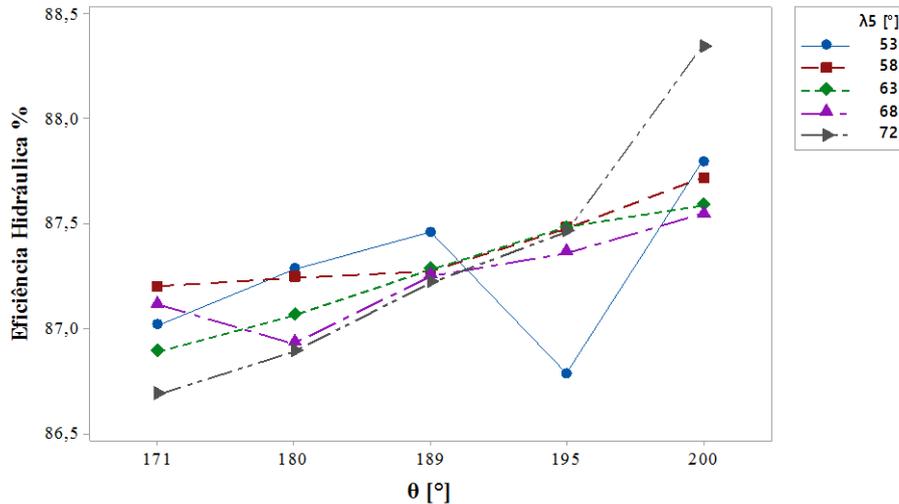


Figura 6.4 Gráfico de interação entre o ângulo θ e o ângulo da na aresta da pá à saída do rotor, λ_5 , na eficiência hidráulica.

Para o gráfico dos efeitos principais sobre o indicador da taxa da pressão mínima, pode-se observar, em primeira instância o ângulo de varredura, θ , seguido do tipo de perfil e em menor magnitude o ângulo na aresta da pá, λ_5 . Por sua vez, pode se observar, que a medida que os ângulos θ e λ_5 aumentam, o indicador da pressão mínima aumenta, conseguindo uma maior porcentagem nos valores admissíveis na pressão mínima no rotor. Vide Figuras 6.5 e 6.6.

Em referência ao comportamento do tipo de perfil, o Göttingen 408 foi o que teve melhor desempenho, seguido do Göttingen 474, e por último o perfil Göttingen 622, sendo este o de menor desempenho na porcentagem dos valores admissíveis da pressão mínima. Vide Figura 6.5

Quanto às interações entre as variáveis geométricas para o indicador da pressão mínima, pode se observar que não há interações significativas entre a combinação das variáveis do tipo de perfil, do ângulo de varredura θ e do ângulo da pá na saída do rotor, λ_5 . Vide Figura 6.6

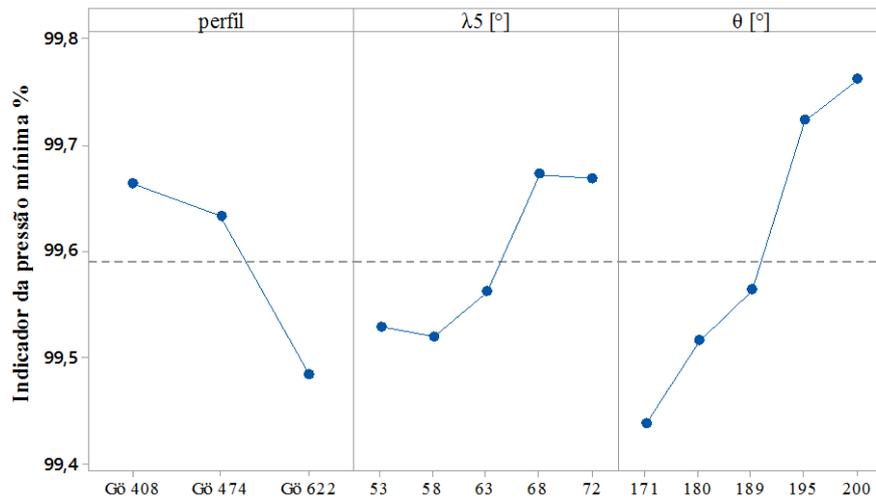


Figura 6.5 Gráfico de Efeitos Principais para o indicador de Pressão mínima.

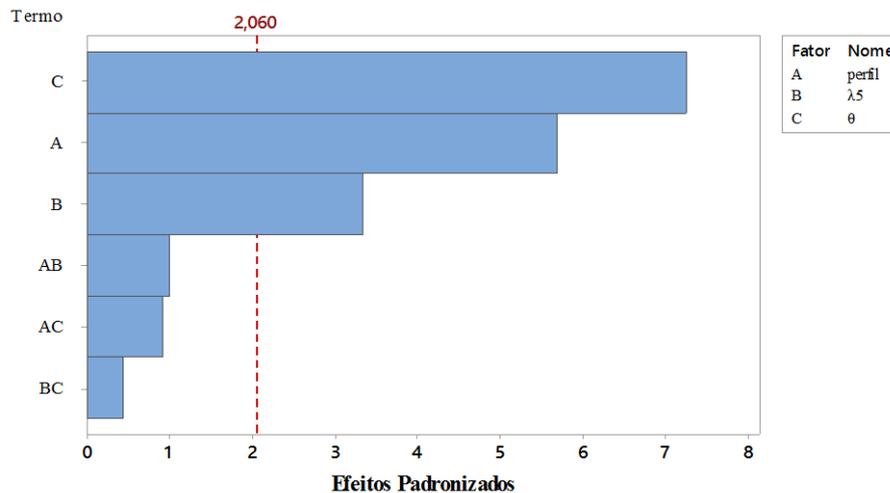


Figura 6.6 Gráfico de Pareto dos efeitos padronizados na pressão mínima.

No gráfico dos efeitos principais sobre a taxa de cisalhamento, pode se observar que as variáveis com efeito significativo sobre este indicador em ordem de importância, são o ângulo de varredura da pá, θ , seguido do tipo de perfil. Vide Figuras 6.7 e 6.8.

No comportamento do ângulo de varredura da pá, θ , sobre o indicador da taxa de cisalhamento, pode se observar que a medida que este ângulo é aumentado na sua magnitude, incide de maneira negativa, diminuindo a porcentagem de taxa de cisalhamento admissíveis no rotor.

Em referência ao comportamento do tipo de perfil com relação ao indicador da taxa de cisalhamento, pode ser observado que o melhor comportamento, neste indicador, é o apresentado pelo perfil Göttingen 474, e inferiores nos perfis Göttingen 622 e 408.

Quanto, ao ângulo da pá à saída do rotor, λ_5 , assim como as interações entre as variáveis geométricas (o tipo de perfil, o ângulo θ e ângulo λ_5) para o indicador da taxa de cisalhamento, pode se observar que não há incidências significativas do ângulo, λ_5 , nem das interações entre o tipo de perfil, o ângulo de varredura, θ , e o ângulo da pá na saída do rotor λ_5 . Vide Figura 6.7.

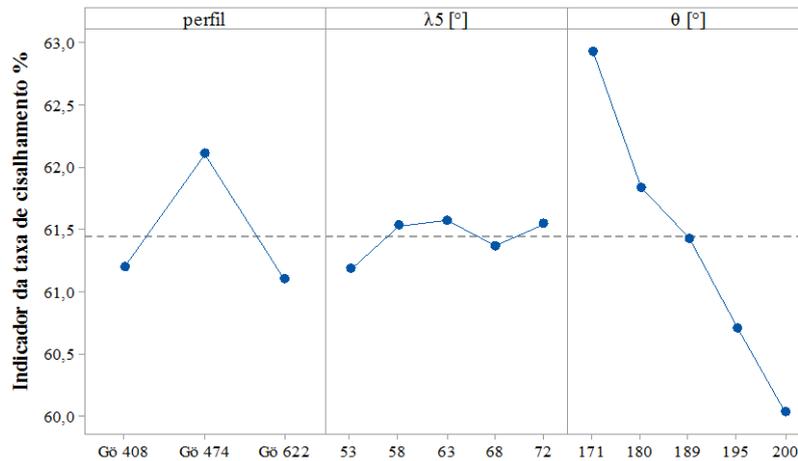


Figura 6.7 Gráfico de Efeitos Principais para o indicador da taxa de cisalhamento.

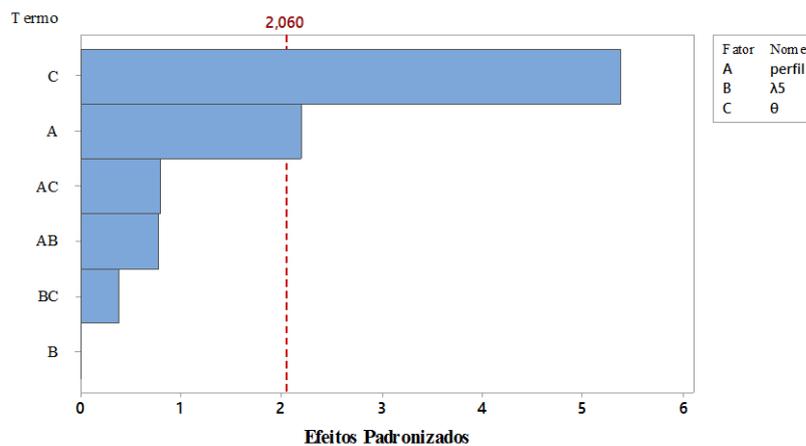


Figura 6.8 Gráfico de Pareto dos efeitos padronizados no indicador da taxa de cisalhamento.

Para o gráfico de efeitos principais, sobre o indicador da taxa de variação de pressão, pode-se observar que a variável com maior influência é o ângulo da pá na saída do rotor, λ_5 , diminuindo a porcentagem da taxa de variação da pressão admissíveis, à medida que a magnitude de λ_5 aumenta. Seguido em ordem de importância da variável do tipo de perfil, tendo o melhor comportamento o perfil Göttingen 408, 474, e por último o perfil Göttingen 622. Vide Figuras 6.9 e 6.10.

Em relação ao ângulo de varredura da pá, θ , sobre o comportamento no indicador da taxa de variação de pressão, se observa uma tendência de diminuição na porcentagem da taxa de variação da pressão admissível, à medida que aumenta a magnitude de θ , sendo de menor influência em comparação com o tipo perfil e o ângulo λ_5 . Vide Figuras 6.9 e 6.10.

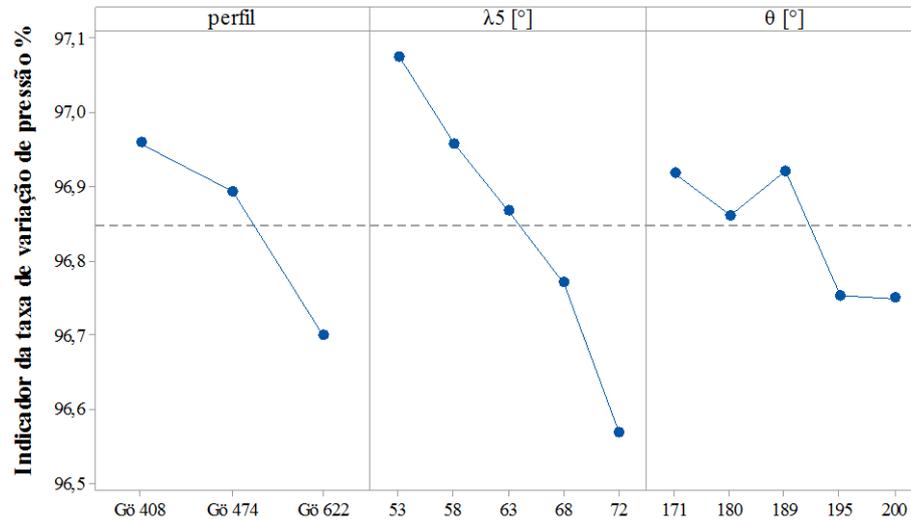


Figura 6.9 Gráfico de Efeitos Principais para o indicador da taxa de variação de pressão.

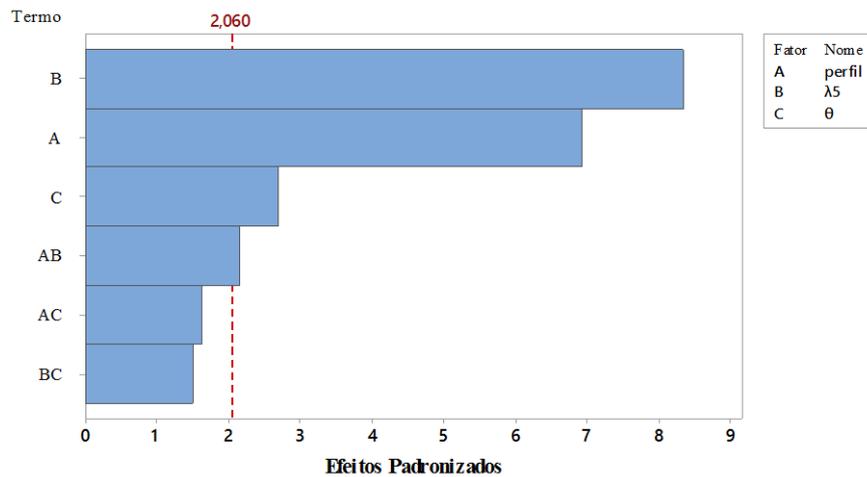


Figura 6.10 Gráfico de Pareto dos efeitos padronizados no indicador da taxa de variação de pressão.

Quanto às interações entre as variáveis geométricas para o indicador da taxa de variação de pressão, pode-se observar que só há interações significativas entre o tipo de perfil e o ângulo da pá na saída do rotor, λ_5 , sendo as outras interações, não representativas para a influência na porcentagem dos valores admissíveis na taxa da variação de pressão. Vide Figura 6.10.

Em referência à interação entre o tipo o perfil e o ângulo da aresta da pá à saída do rotor, λ_5 , pode se observar que à medida que a magnitude de λ_5 aumenta, cai o indicador da taxa de variação de pressão em cada um dos perfis utilizados no DOE. Vide Figura 6.11.

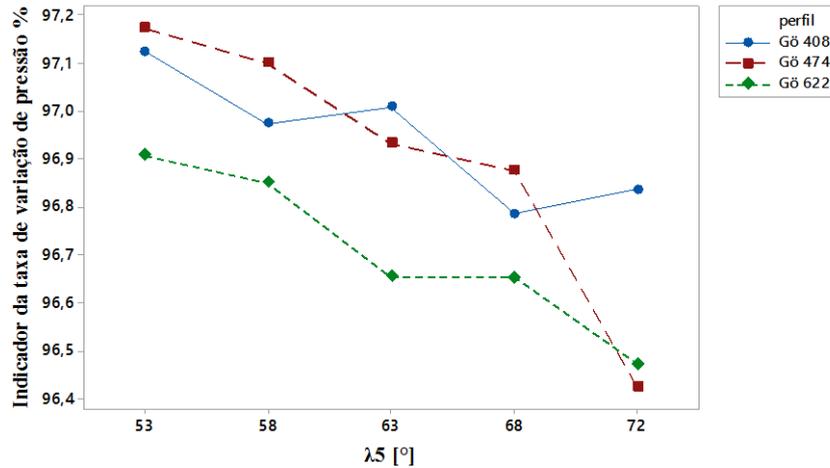


Figura 6.11 Gráfico de interação das variáveis do perfil e o ângulo λ_5 no indicador da taxa de variação de pressão.

Curvas Características da TAP - Geometrias Inicial e Otimizada

Nas simulações numéricas realizadas nas geometrias inicial e otimizada do rotor da TAP, foram levantadas as curvas características em função da vazão, assim como a curva da variação de pressão, em termos da altura em função da vazão da turbina. Na Tabela 6.5 e Figura 6.12, apresentam-se os resultados para a geometria inicial da TAP, e a Tabela 6.6 e Figura 6.13, para a geometria otimizada, respectivamente.

A eficiência hidráulica foi calculada com base na diferença da pressão total entre a entrada da turbina e a saída do tubo de sucção. O momento foi calculado pela integração das forças normais e de cisalhamento na direção do momento com respeito ao eixo da máquina através das Eq. (6.1) e (6.2), respectivamente.

$$\bar{p}_t = \frac{\int_A (\rho p_t (\vec{v} \cdot \hat{n})) dA}{\int_A \rho (\vec{v} \cdot \hat{n}) dA} \quad (6.1)$$

E o momento e a eficiência hidráulica como:

$$M = \left(\int_S (\vec{r} \times (\vec{v} \cdot \hat{n})) dS \right) \cdot \hat{a} \quad (6.2)$$

Obtendo-se os valores das eficiências hidráulicas para cada um dos valores da vazão. Vide Eq. (6.3).

$$\eta_h = \frac{M\omega}{Q\Delta P} \quad (6.3)$$

Tabela 6.5 Valores de η_h , momento, potência hidráulica e potência de eixo da geometria inicial

Vazão em [m ³ /s]	Eficiência Hidráulica %	Momento [Nm]	Altura [m]	Potência hidráulica [MW]	Potência de eixo [MW]
18	15,15	50112,68	47,2	0,63	0,10
19	65,24	429630,34	50,4	5,40	3,52
21	79,31	871262,06	53,0	10,95	8,68
24	86,58	1363751,60	53,9	17,14	14,84
26	87,92	1651561,90	55,0	20,75	18,25
27*	88,15	1789766,90	55,7	22,49	19,83
28	86,71	1861847,60	55,5	23,40	20,29
31	86,67	2335072,70	59,8	29,34	25,43
33	84,60	2557200,80	61,6	32,13	27,19
36	82,97	2905028,40	63,7	36,51	30,29
39	80,27	3238980,30	66,5	40,70	32,67
42,5**	76,64	3586334,30	69,7	45,07	34,54
45	73,42	3764547,50	71,6	47,31	34,73

Tabela 6.6 Valores de η_h , momento, potência hidráulica e de eixo da geometria otimizada

Vazão em [m ³ /s]	Eficiência Hidráulica %	Momento [Nm]	Altura [m]	Potência hidráulica [MW]	Potência de eixo [MW]
18	15,18	51492,784	47,7	0,65	0,10
19	66,42	445926,01	50,7	5,60	3,72
21	80,62	885989,38	52,3	11,13	8,98
24	86,37	1381991,6	54,0	17,37	15
26	88,04	1677028,6	55,1	21,07	18,55
27*	88,26	1816094,60	55,7	22,82	20,14
28	88,11	1953472,4	56,6	24,55	21,63
31	86,57	2358890,8	59,7	29,64	25,66
33	85,02	2606740,2	61,6	32,76	27,85
36	83,35	2947156,4	63,5	37,04	30,87
39	81,14	3287480,6	65,9	41,31	33,52
42,5**	76,67	3638728,8	69,8	45,73	35,06
45	73,13	3787167,6	71,3	47,59	34,80

* Ponto de máxima eficiência hidráulica

** Projeto preliminar

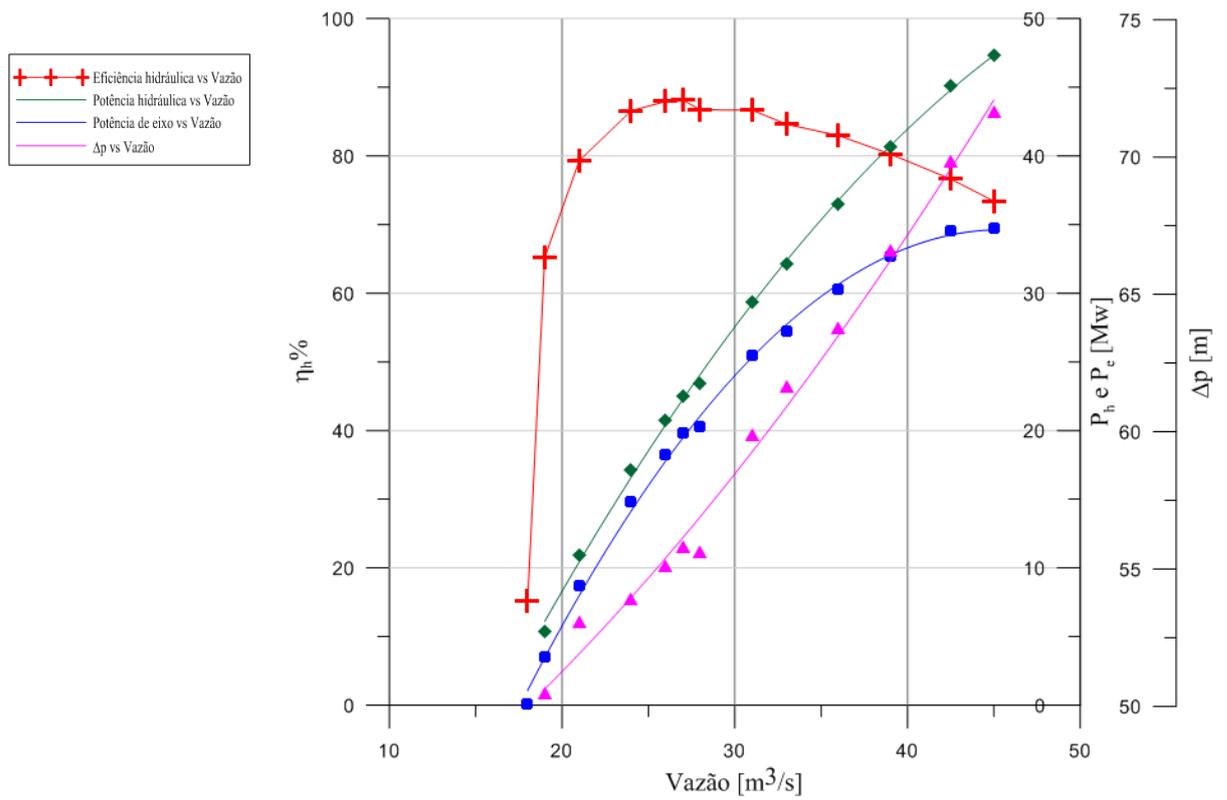


Figura 6.12. Curvas características da geometria inicial da TAP.

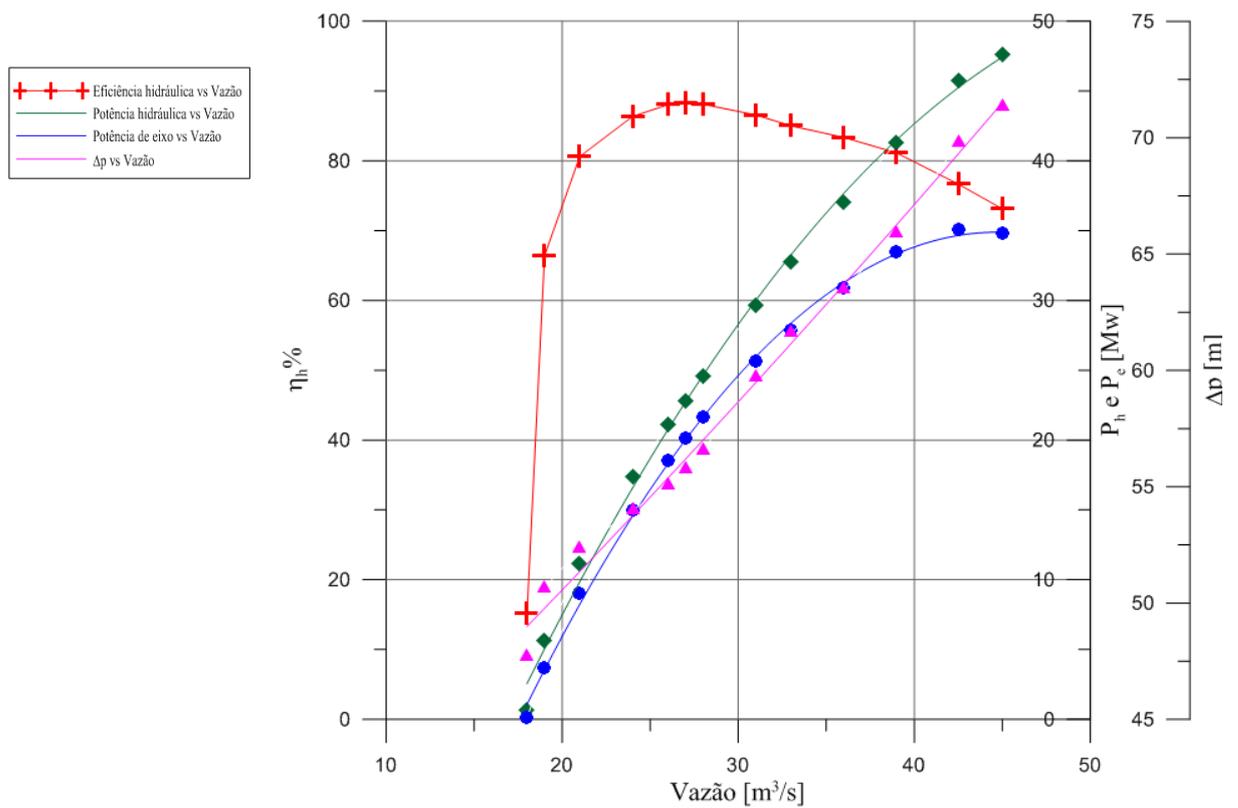


Figura 6.13. Curvas características da geometria otimizada da TAP.

Em referência aos resultados obtidos das simulações numéricas, nas curvas características da geometria inicial da TAP, no ponto da vazão do projeto preliminar $Q=42,5 \text{ m}^3/\text{s}$, obteve-se uma eficiência hidráulica em torno de 76,64 %, com uma potência hidráulica de 45,07 MW e uma potência de eixo de 34,54 MW. Da mesma maneira, encontrou-se a máxima eficiência hidráulica, de 88,15%, atingida pela geometria inicial com uma vazão de $Q=27,00 \text{ m}^3/\text{s}$, com uma potência hidráulica de 22,49 MW e uma e potência de eixo de 19,83 MW.

Por enquanto, para a geometria otimizada da TAP, nas simulações numéricas atingiu-se uma leve melhoria na sua eficiência hidráulica, acima da geometria inicial, tanto no ponto de projeto preliminar, para $Q=42,5 \text{ m}^3/\text{s}$, com uma eficiência hidráulica do 76,67%, uma potência hidráulica de 45,73 MW e uma potência de eixo de 35,06 MW, assim como também no ponto de máxima eficiência hidráulica para uma vazão de $Q=27 \text{ m}^3/\text{s}$, com uma eficiência hidráulica de 88,26%, uma potência hidráulica de 22,82 MW e uma potência de eixo de 20,14 MW.

É evidente que existe uma diferença significativa entre a vazão de projeto e a vazão calculada numericamente para a máxima eficiência. Entretanto como mostra a Fig. 6.12 ou Fig. 6.13, as eficiências máximas são conservadas entre valores de 25 até 43 m^3/s , esta variação pode ser explicada, desde que o projeto preliminar não considera o choque provocado pela vazão e considerando ainda que, a TAP possui unicamente três pás, o que faz que estas geometrias sejam mais sensíveis à condição de choque e, portanto, a incidência do escoamento no rotor seja mais significativa na velocidade meridional e conseqüentemente na vazão.

Embora se tenha uma diferença significativa entre a vazão do projeto preliminar e a vazão atingida com a eficiência hidráulica máxima (tanto para a geometria inicial como para a geometria otimizada), ainda se encontra dentro da faixa de operação para este tipo de turbinas, segundo o estabelecido por Dixon e Dham (2011). Figura 3.2.

Por outra parte, nos resultados obtidos por Dixon e Dham (2011), conseguiu-se uma eficiência hidráulica máxima de 94,05%, nas simulações numéricas, para $Q=42,5 \text{ m}^3/\text{s}$, do protótipo e uma eficiência hidráulica de 93,10%, para um modelo reduzido e ensaiado em laboratório. Sendo assim, e considerando ambos protótipos, existe uma diferença de 5,79%. As diferenças podem ser atribuídas às diferenças no traçado do canal hidráulico do rotor, assim como o tipo de tubo de sucção projetado por Dixon e Dham (2011), com saída dividida por septos longitudinais (bifurcações).

Assim, em referência à importância do tubo de sucção, no desempenho hidráulico da turbina, Dixon e Dham (2011), fizeram uma otimização no tubo de sucção onde foi verificado numericamente um ganho de eficiência em torno de 5,49%.

Análise do Campo do Escoamento das Geometrias Inicial e Otimizada da TAP

A análise do campo de escoamento para as geometrias inicial e otimizada do rotor da TAP, foram feitas no ponto de máxima eficiência hidráulica, com a vazão de $27\text{m}^3/\text{s}$, utilizando ferramentas de pós processamento dos programas FLUENT® e CFX®.

Na Figura 6.14a para a geometria inicial do rotor e Figura 6.15a para o rotor otimizado, respectivamente, pode-se observar nos contornos da pressão estática na cinta do rotor a ausência de contornos de pressão estática negativa.

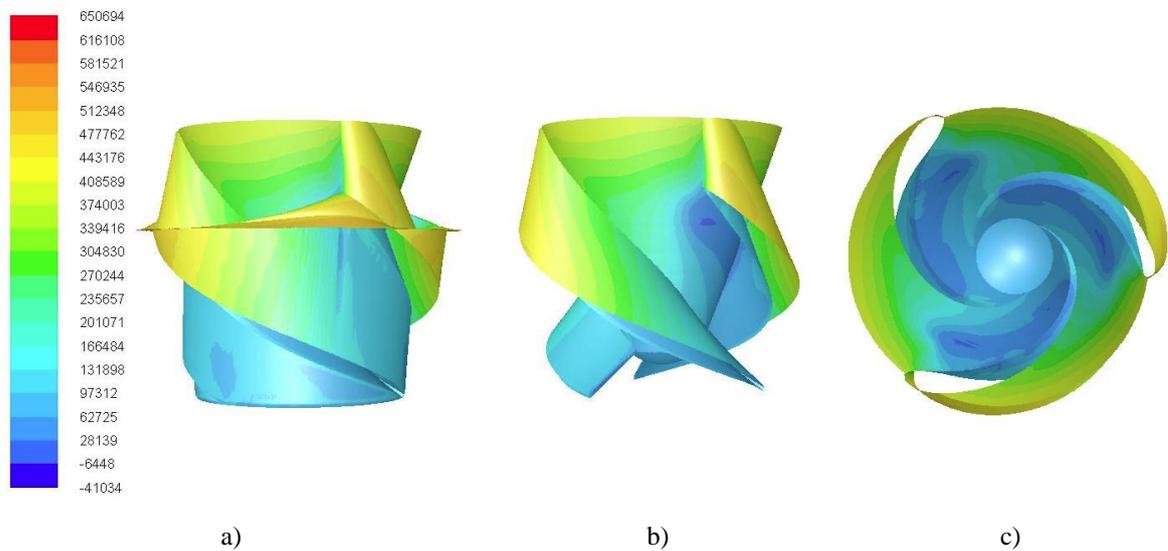


Figura 6.14 Contornos de pressão estática da geometria inicial do rotor da TAP. [Pa]. a) com a cinta, b) sem a cinta, c) de topo sem a cinta.

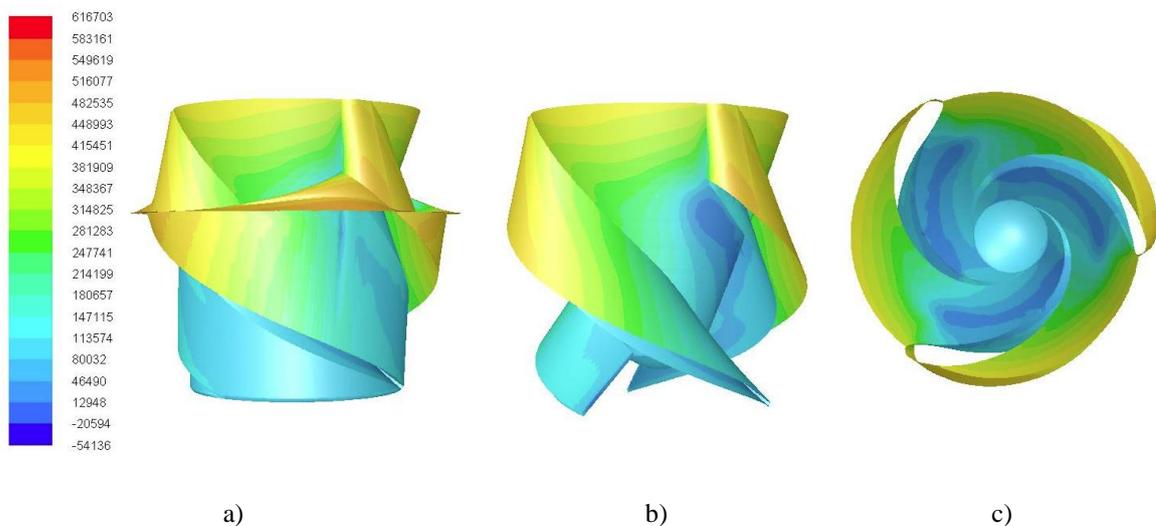


Figura 6.15 Contornos de pressão estática na geometria otimizada do rotor da TAP [Pa]. a) com a cinta e c) vista de topo sem a cinta.

Por outro lado, nos contornos da pressão estática tanto quanto da geometria inicial, como a geometria otimizada do rotor da TAP, há a existência de zonas de pressão estática baixas no cubo do rotor, nas raízes das pás, no lado de sucção. Se evidencia, por sua vez, que estas estreitas zonas são geradas após os bordos de ataques das pás e vão até quase o final do percurso das pás. Assim, pode se detalhar que nas regiões onde se apresentam pressões estáticas mais baixas, as quais ficam entre as raízes das pás e os cubos dos rotores, após os bordos de ataque dos perfis. Vide Figuras 6.14 (b-c), para a geometria inicial do rotor da TAP, e Figuras 6.15 (b-c) para o rotor otimizado.

Nas Figuras 6.16 (a-b) e 6.17 (a-b), são apresentadas as linhas de correntes tanto para a geometria inicial do rotor, como para a geometria do rotor otimizado, respectivamente. Pode-se observar nas linhas de correntes apresentadas pelos rotores, na ponta das pás, o escoamento bem guiado, sem a presença de recirculação nem fluxos secundários. Porém, nota-se uma pequena melhoria no direcionamento do escoamento na geometria otimizada do rotor, com respeito à geometria inicial do rotor da TAP.

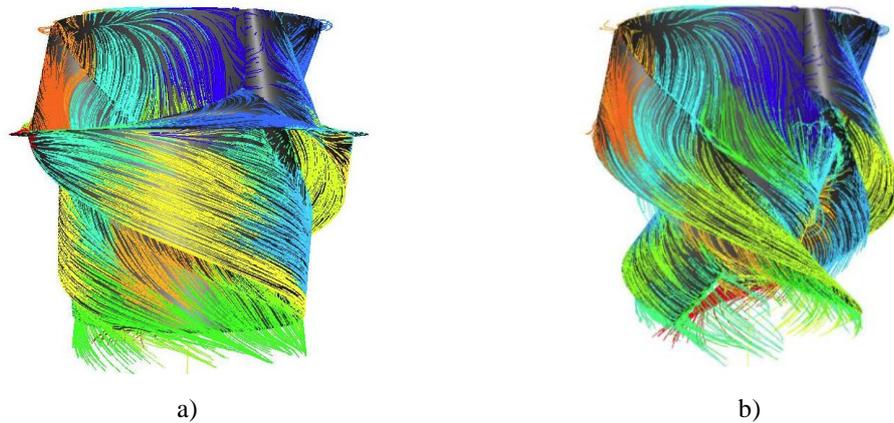


Figura 6.16 Linhas de corrente na geometria inicial do rotor da TAP. a) com a cinta, b) sem a cinta.

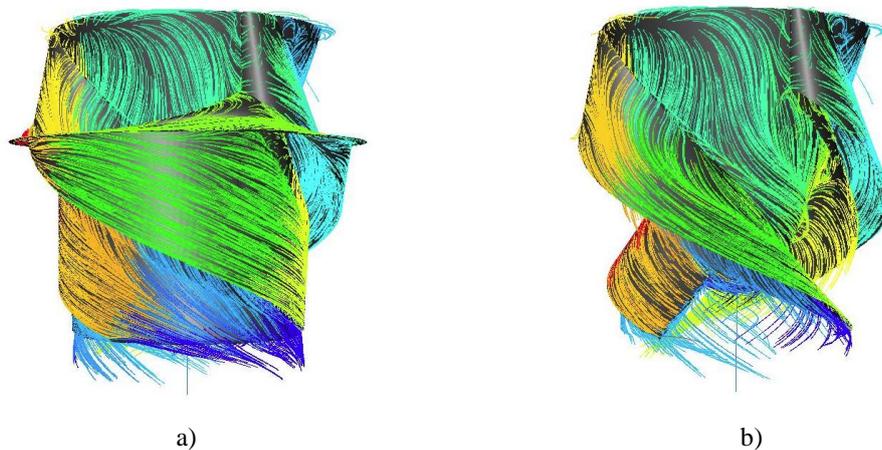


Figura 6.17 Linhas de corrente na geometria otimizada do rotor. a) com a cinta, b) sem a cinta.

Também pode-se notar pelas linhas de corrente do escoamento nos rotores que nas regiões que ficam entre a raiz das pás e o cubo dos rotores, após os bordos de ataque dos perfis, a geração de uma pequena recirculação e fluxos secundários, sendo ligeiramente menos intensa a recirculação, na geometria otimizada do rotor. Ao mesmo tempo pode-se observar que estas regiões de recirculação e fluxos secundários coincidem com as zonas onde se apresentam pressões estáticas mais baixas.

Em referência ao fenômeno da cavitação, foi conferido mediante a geração de iso-superfícies com valor igual a pressão de vapor da água a 20°C, de 2,337 kPa, a ausência quase total de cavitação no rotor das duas geometrias (das geometrias inicial e otimizada do rotor da TAP), no ponto da máxima eficiência hidráulica, com vazão de 27m³/s, só se apresentando em regiões diminutas, nos bordos de ataque e fuga das pás. Vide Figuras 6.18 e 6.19.

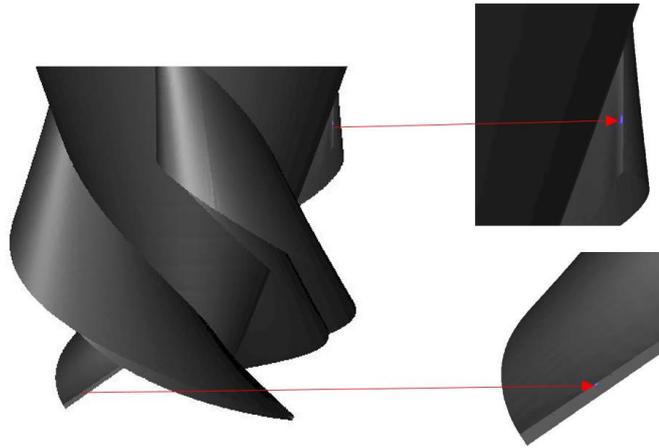


Figura 6.18 Iso-superfície da pressão de vapor da água, 2,337kPa, a 20°C, para a geometria inicial do rotor.

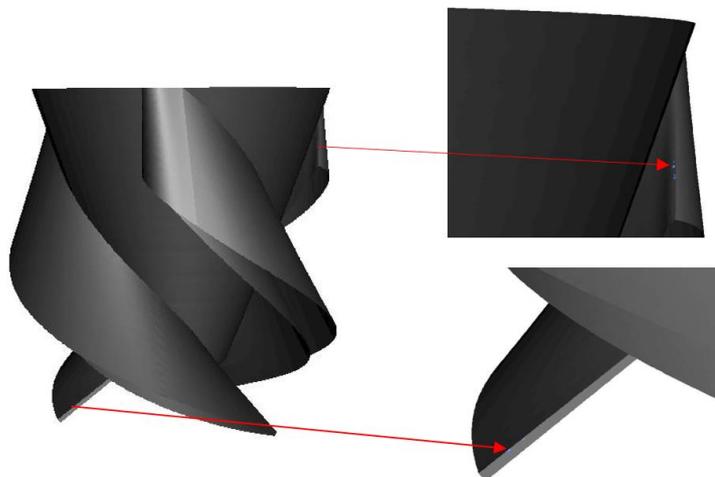


Figura 6.19. Iso-superfície da pressão de vapor da água, 2,337kPa, a 20°C, para a geometria otimizada do rotor.

Nas Figuras 6.20 (a-b-c) e 6.21 (a-b-c) são mostrados os contornos da pressão total obtidos nas geometrias inicial e otimizada do rotor da TAP, respectivamente. Observa-se a ausência de contornos de pressões totais negativas na cintas e tampas inferiores na entrada dos rotores. Adicionalmente, pode-se conferir a ausência de regiões com valores de pressão total inferiores, nas partes anteriormente mencionadas (cintas e tampas inferiores à entrada dos rotores), ao recomendado pelo critério de pressão mínima de 68,8 kPa, para uma turbina que seja amigável aos peixes.

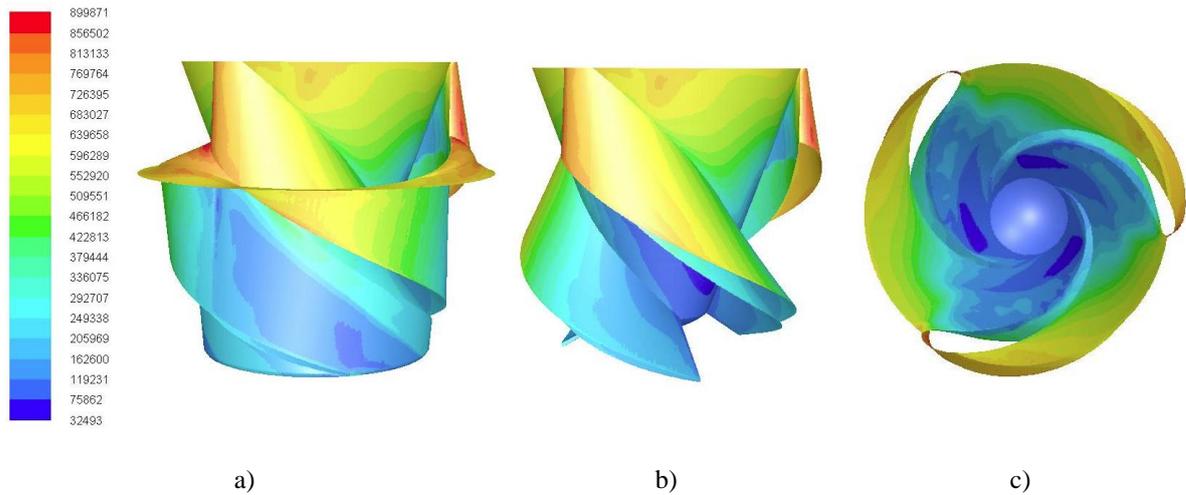


Figura 6.20 Contornos de pressão total da geometria inicial do rotor da TAP. [Pa]. a) com a cinta, b) sem a cinta e c) vista de topo sem a cinta.

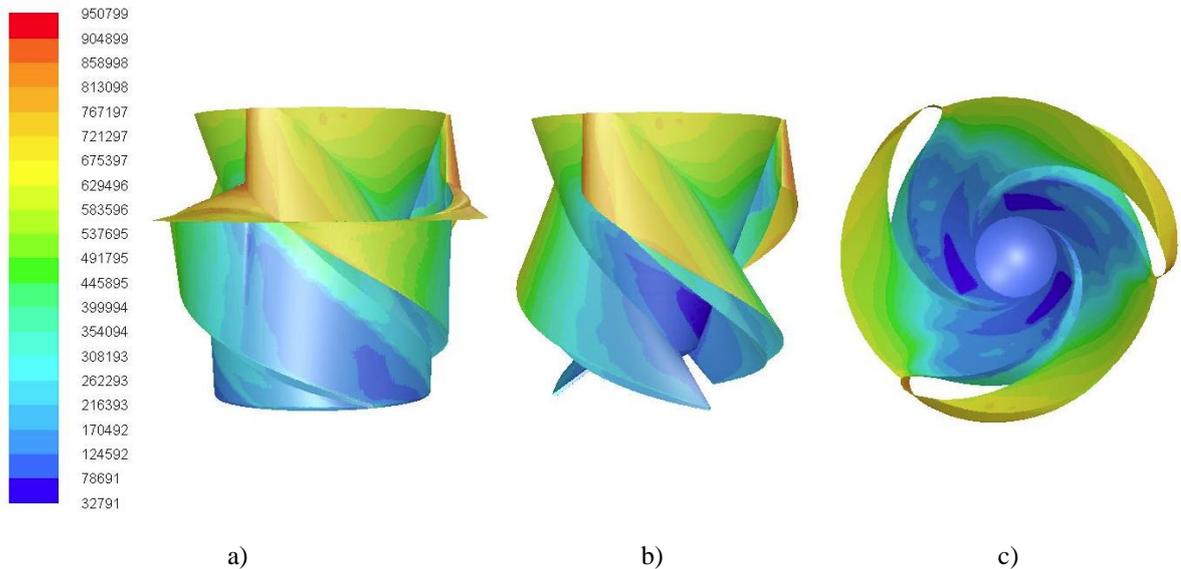


Figura 6.21 Contornos de pressão total da geometria otimizada do rotor da TAP. [Pa]. a) com a cinta, b) sem a cinta e c) vista de topo sem a cinta.

Por outro lado, nota-se nas geometrias inicial e otimizada, do rotor da TAP, que a pressão máxima de estagnação é dada sobre os bordos de ataque dos perfis, na zona onde divide-se a superfície de pressão e a superfície de sucção da pá, o que se dá de maneira bem próxima ao comportamento ótimo que devem ter as pressões totais nos bordos de ataque, quando a turbina se encontra no máximo ponto da sua eficiência hidráulica atingida. Sendo de maneira mais uniforme a distribuição de pressões totais, na geometria otimizada do rotor da TAP.

Em referência ao comportamento no cubo de ambos rotores (geometrias inicial e otimizada, do rotor da TAP), nota-se a queda progressiva da pressão nos contornos da pressão total, a medida que o escoamento vai desce pelo rotor, com algumas pequenas zonas localizadas no final dos cubos, com valores inferiores ao recomendado pelo critério de pressão mínima de 68,8 kPa, para uma turbina que seja amigável aos peixes.

Nas Figuras 6.22 e 6.23 são apresentados os contornos da pressão estática do conjunto rotor tubo de sucção das geometrias inicial e otimizada da TAP, respectivamente. Pode-se observar que nos tubos de sucção não houve presença significativa de contornos de pressões negativas ao longo de seu percurso até a saída do mesmo, para a vazão de máxima eficiência. Por sua vez é, sendo a distribuição da pressão estática na geometria otimizada, muito mais uniforme, em comparação com a geometria inicial da TAP.

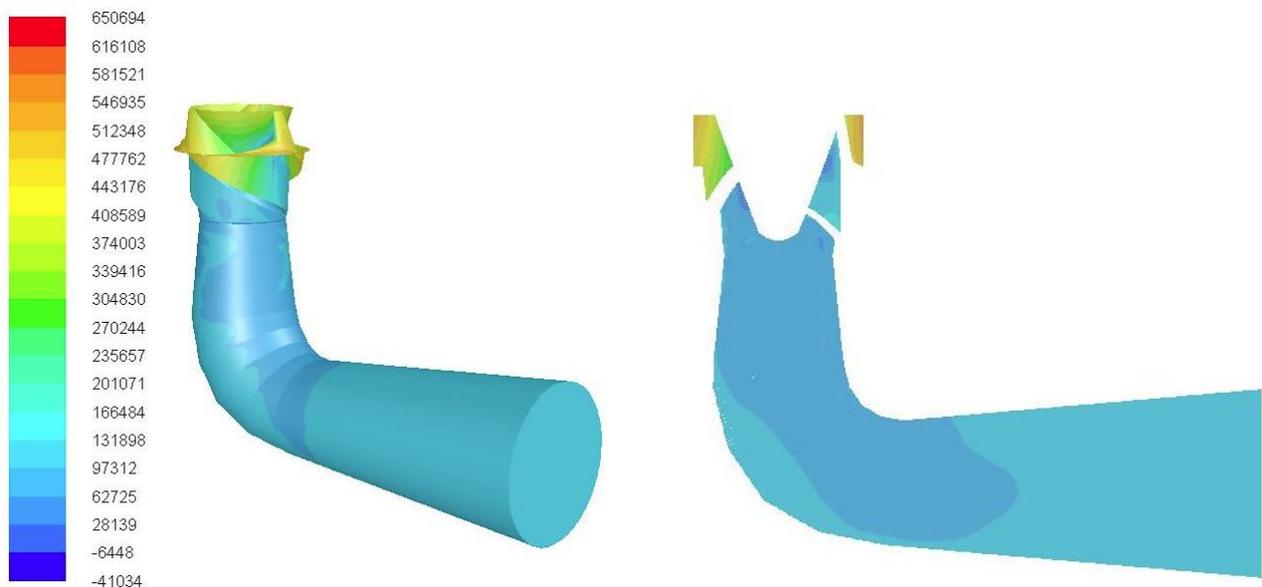


Figura 6.22 Contornos de pressão estática e plano de corte longitudinal de contornos de pressão estática da geometria inicial da TAP. [Pa].

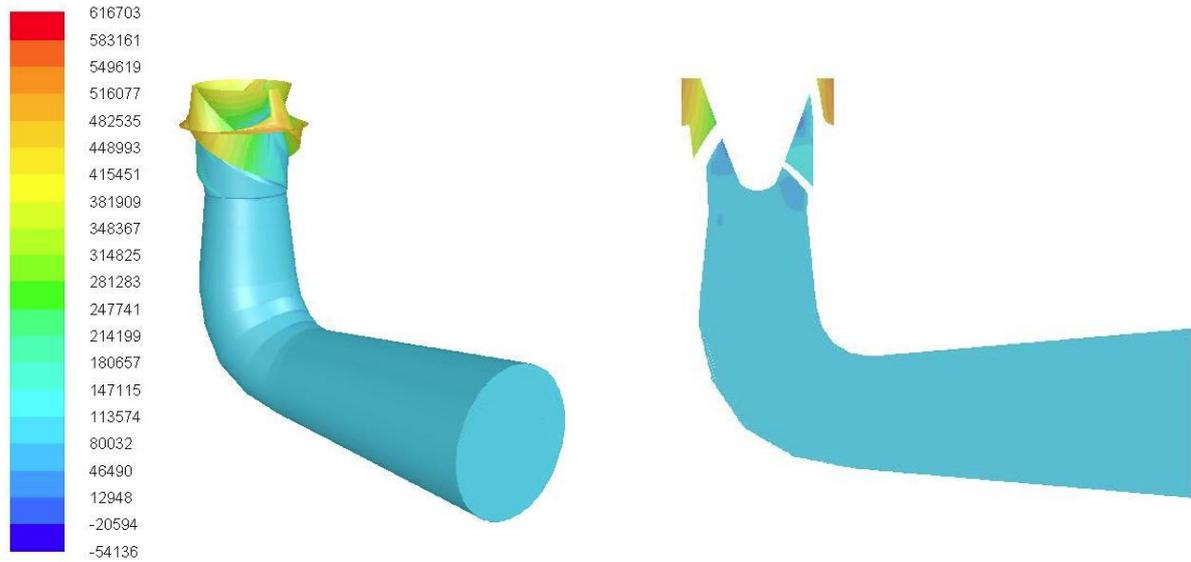


Figura 6.23 Contornos de pressão estática e plano de corte longitudinal de contornos de pressão estática da geometria otimizada da TAP. [Pa].

Em relação às linhas de corrente apresentadas nos tubos de sucção tanto para a geometria inicial como para a geometria otimizada da TAP, pode se notar a ausência de indícios de recirculação e geração de fluxos secundários no escoamento. Vide Figuras 6.24 e 6.25

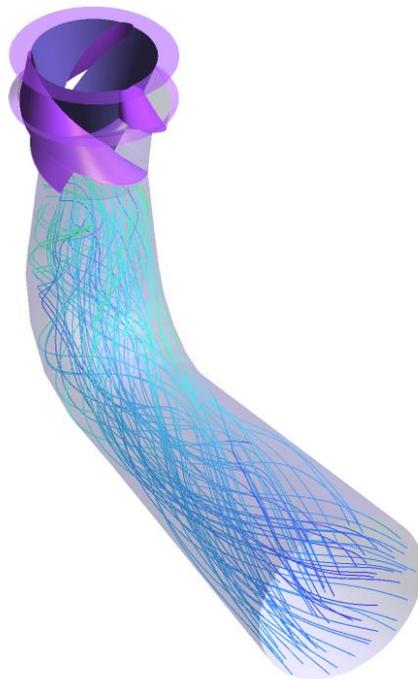


Figura 6.24 Linhas de corrente da geometria inicial da TAP.

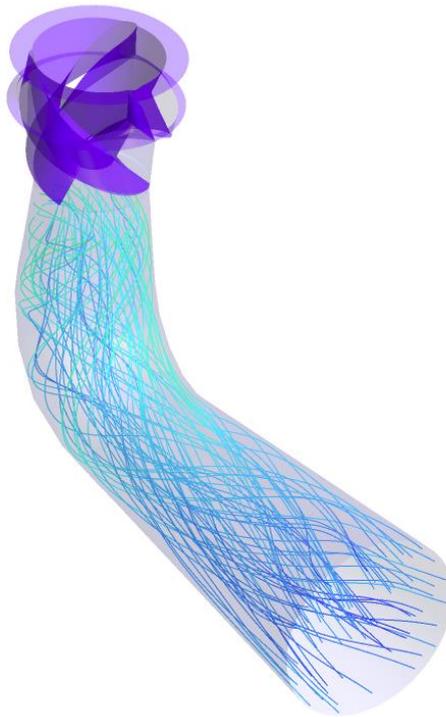


Figura 6.25 Linhas de corrente da geometria otimizada da TAP.

Para a determinação do coeficiente de perda nos tubos de sucção para as geometrias inicial e otimizada na TAP, obtiveram-se os valores de ζ para cada tubo de sucção ponderados pela massa. Vide Tabela 6.7

Tabela 6.7 Coeficientes de perdas nos tubos de sucção da TAP

Coeficiente de perdas ζ do Tubo de sucção da geometria inicial da TAP	Coeficiente de perdas ζ do Tubo de sucção da geometria otimizada da TAP
0,3191	0,3059

Em relação aos coeficientes de perdas obtidos, pode-se observar que o melhor comportamento é dado no tubo de sucção da geometria otimizada da TAP, devido à apresentação de uma fração menor na perda da energia no escoamento, em comparação com a apresentada no tubo de sucção da geometria inicial da TAP.

Em referência à turbulência, que é um fator que gera desorientação nos peixes quando estes passam através da turbina, foi avaliada tanto para geometria inicial, como para a geometria otimizada da TAP, utilizando os contornos da intensidade turbulenta. Onde define-se a

intensidade turbulenta como a razão entre a raiz quadrada da flutuação da velocidade u' e a velocidade média do escoamento, $u_{\text{média}}$. Vide Eq. (6.4).

$$I_{\text{turbulenta}} = \frac{\sqrt{u'}}{u_{\text{média}}} \quad (6.4)$$

Na Figuras 6.26 (a-b), são mostrados os contornos da intensidade turbulenta no corte longitudinal para as geometrias inicial e otimizada da TAP. Em ambas geometrias da TAP, as zonas de maior turbulência indicadas pela intensidade turbulenta, deram-se de maneira específica no princípio dos canais dos rotores. Quanto à intensidade turbulenta apresentada nos tubos de sucção, apresentam-se, em geral, numa faixa média (entre 2% e 8%). Vide Figuras 6.26 (a-b)

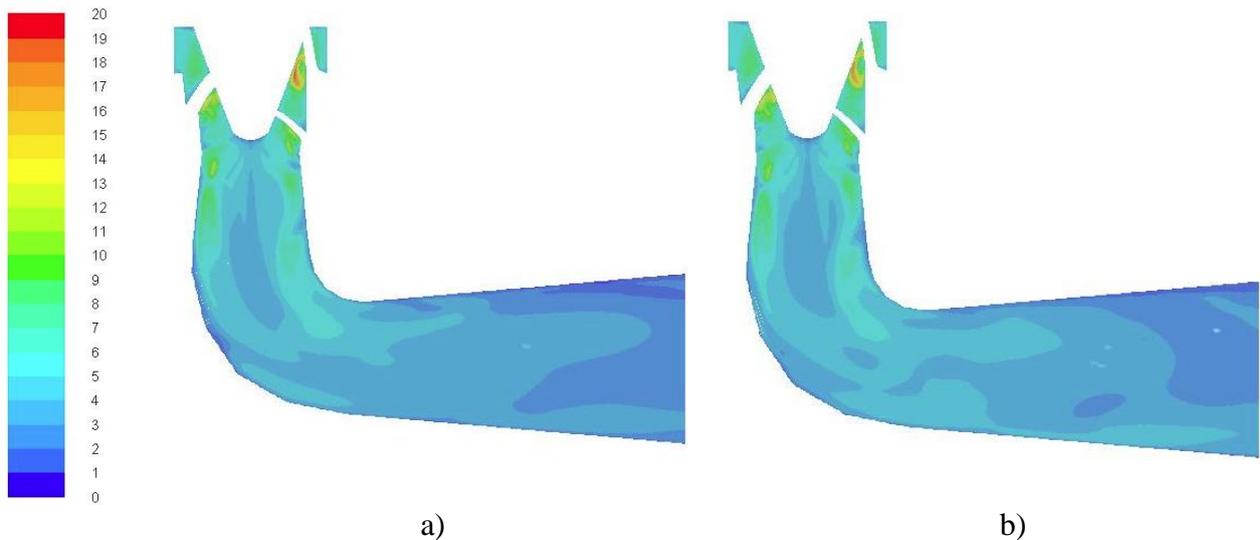


Figura 6.26. Contornos da intensidade turbulenta no corte longitudinal para as geometrias da TAP. a) Geometria inicial da TAP. b) Geometria otimizada da TAP.

Da mesma maneira são apresentadas nas Figuras 6.27 e 6.28 cortes transversais dos contornos da intensidade turbulenta dos rotores da geometria inicial e otimizada à diferentes alturas do domínio rotor, mostrando suas evoluções. As zonas de maior intensidade turbulenta são geradas no começo das pás, na parte de sucção, as quais vão se incrementando a sua área de influência e intensidade nos canais hidráulicos, até atingir seu máximo crescimento e intensidade aproximadamente a 40% da altura do domínio de cada rotor, para depois se dissipar gradualmente a medida que a altura do rotor aumenta, sendo ligeiramente menor e mais uniforme a intensidade turbulenta, na geometria otimizada do rotor da TAP.

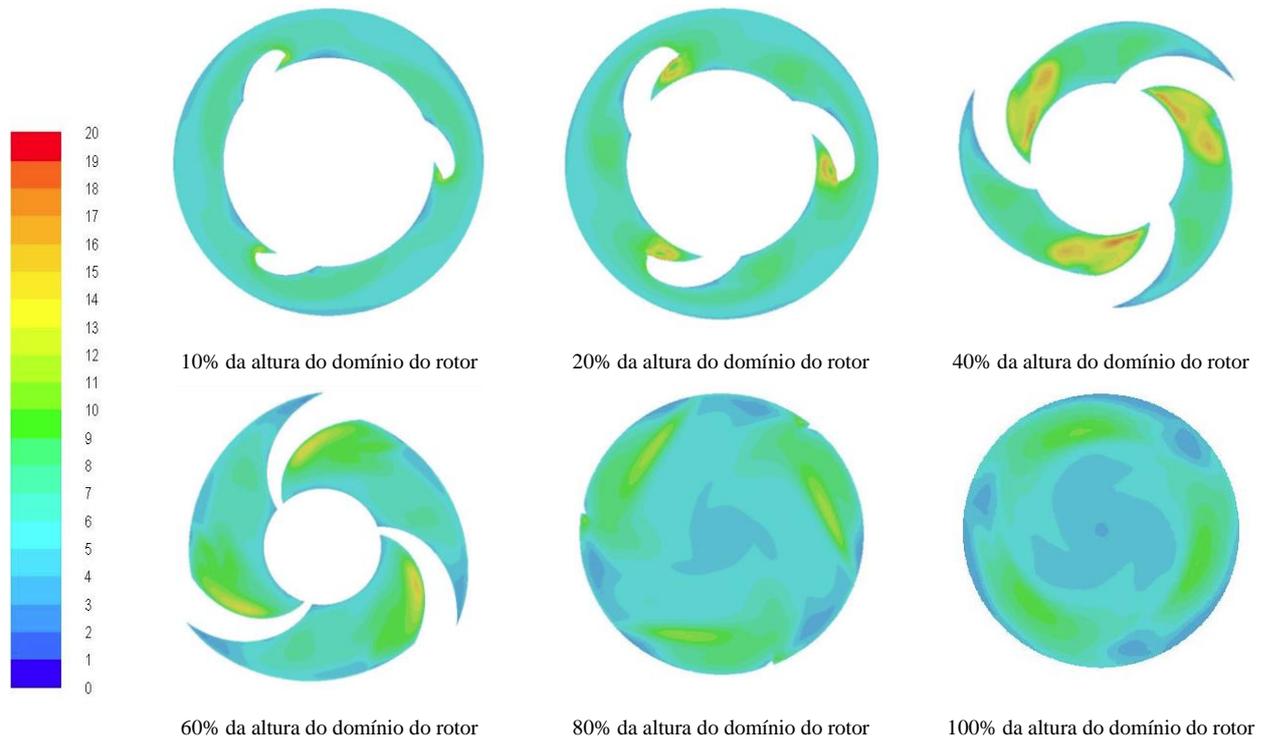


Figura 6.27 Contornos da intensidade turbulenta a diferentes alturas do domínio rotor da geometria inicial.

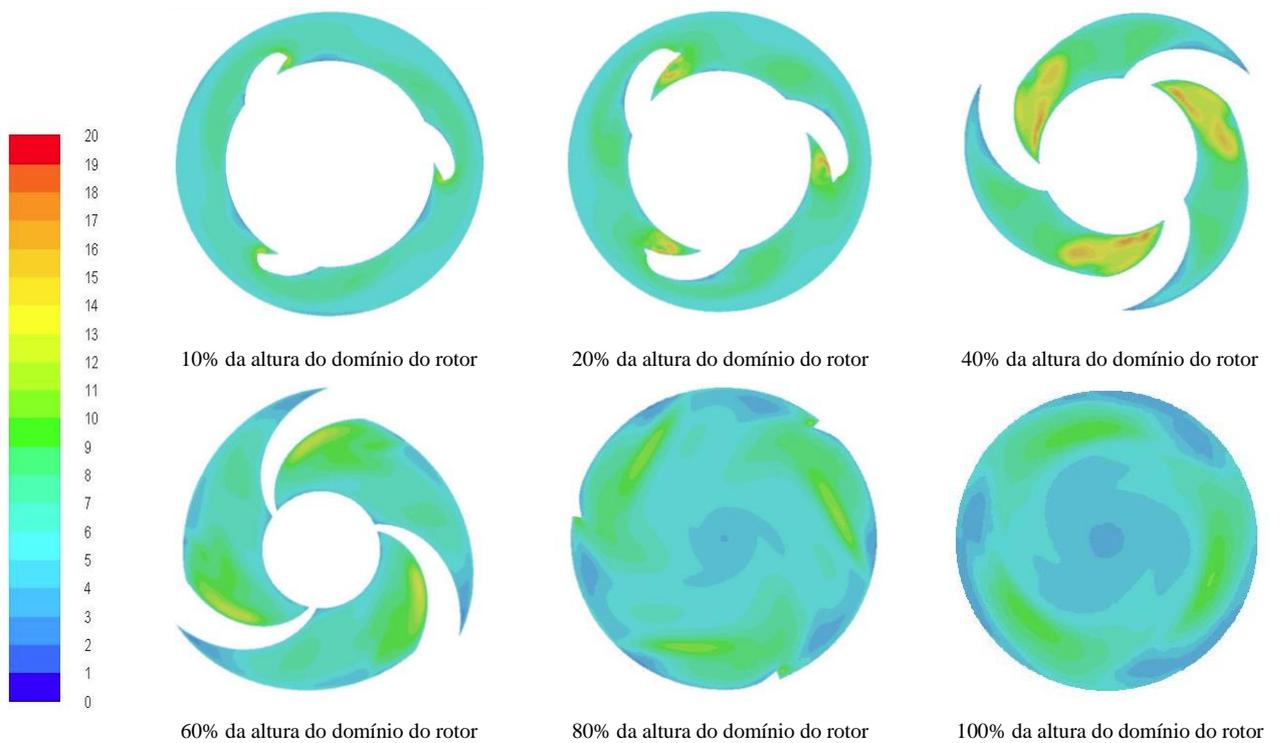


Figura 6.28 Contornos da intensidade turbulenta a diferentes alturas do domínio rotor da geometria otimizada.

Por outro lado, pode ser associado o comportamento das regiões de maior intensidade turbulenta nas geometrias inicial e otimizada dos rotores da TAP, as zonas onde se apresentam as menores pressões estáticas, no começo das pás, na parte de sucção, ocasionado o descolamento do escoamento e geração de fluxos secundários, anteriormente observados nas linhas de corrente das duas geometrias dos rotores. Vide Figura 6.29 (a-b)

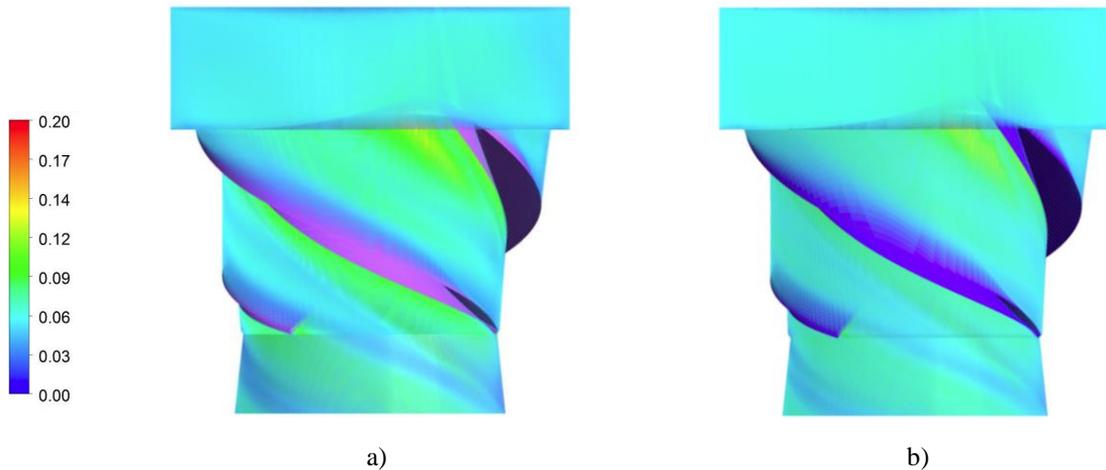


Figura 6.29 Contornos da intensidade turbulenta dos domínios dos rotores da TAP. a) Geometria inicial do rotor b) Geometria otimizada do rotor.

Por sua vez, resulta sendo interessante a realização de uma análise no campo de escoamento no ponto de mínima eficiência hidráulica para as geometrias inicial e otimizada do rotor de TAP, com uma vazão de $18\text{m}^3/\text{s}$, com o propósito de determinar as causas das eficiências hidráulicas baixas e afastadas com relação a eficiências hidráulicas mostradas com uma vazão de $19\text{m}^3/\text{s}$.

Para tal propósito foram utilizados os contornos da pressão total, as linhas de corrente, assim como a geração de iso-superfícies com o valor da pressão do água para determinar as regiões de cavitação nas geometrias inicial e otimizada do rotor da TAP com uma vazão de $18\text{m}^3/\text{s}$. Vide Figuras 6.30 (a-c), 6.32 (a-b) e 6.34 (a-b) para a geometria inicial do rotor e Figuras 6.31 (a-c), 6.33 (a-b) e 6.35 (a-b), para a geometria otimizada do rotor.

Em relação aos contornos de pressão total para as geometrias inicial e otimizada do rotor da TAP, pode-se observar que os máximos valores positivos da pressão total se apresentam na região que fica na parte superior da cinta com a união da superfície de pressão da pá, após dos bordos de ataque. Por outro lado, pode-se ver a queda progressiva de pressão por embaixo do parâmetro da pressão mínima $68,8\text{ kPa}$, no final dos cubos dos rotores.

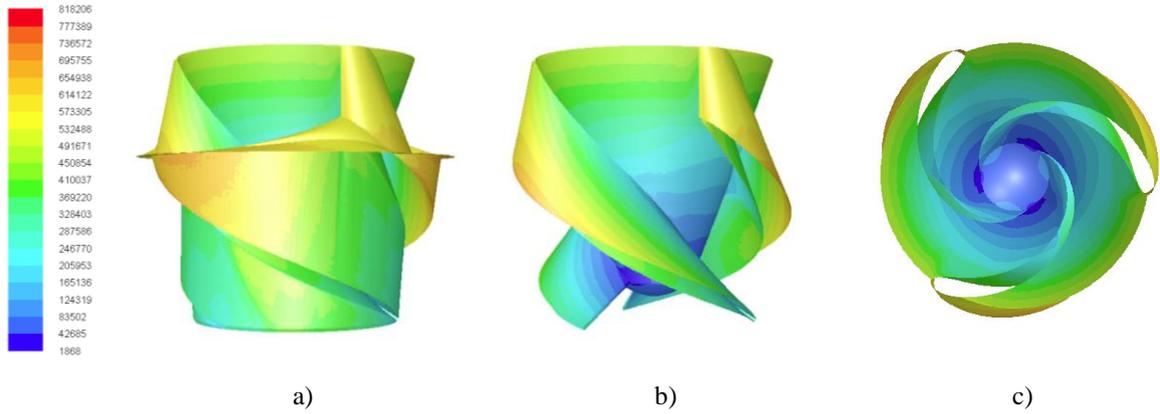


Figura 6.30 Contornos de pressão total da geometria inicial do rotor da TAP para a vazão de $18\text{m}^3/\text{s}$. [Pa]. a) com a cinta, b) sem a cinta e c) vista de topo sem a cinta.

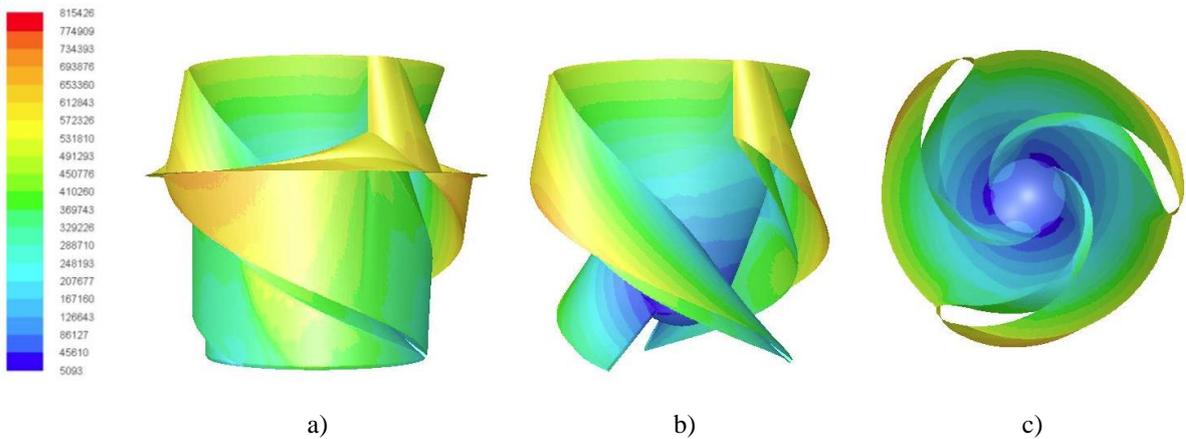


Figura 6.31 Contornos de pressão total da geometria otimizada do rotor da TAP para a vazão de $18\text{m}^3/\text{s}$. [Pa]. a) com a cinta, b) sem a cinta e c) vista de topo sem a cinta.

Em referência às linhas de corrente apresentadas pelas geometrias inicial e otimizada do rotor da TAP, pode-se observar o comportamento bem guiado no escoamento nas cintas dos rotores, porém com presença de instabilidades hidráulicas nas regiões entre a união das superfícies de pressão das pás e os cubos dos rotores, ao longo do percurso das pás, causadas por uma vazão no rotor insuficiente.

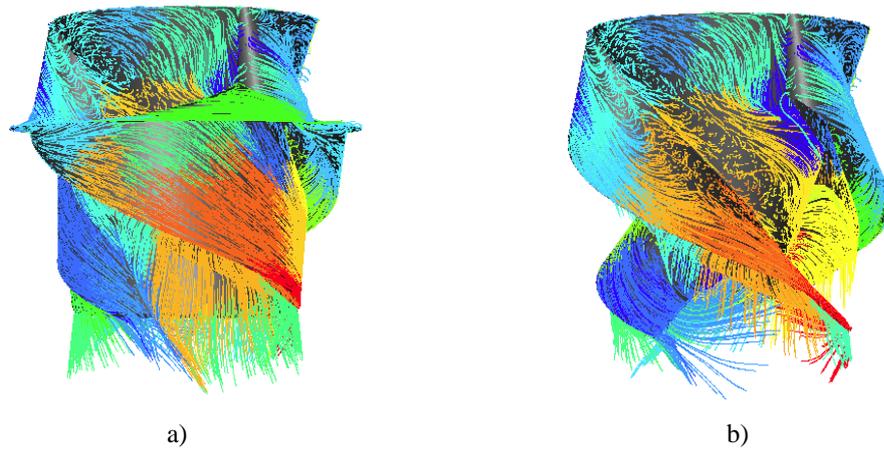


Figura 6.32 Linhas de corrente na geometria inicial do rotor com vazão de $18\text{m}^3/\text{s}$. a) com a cinta, b) sem a cinta.

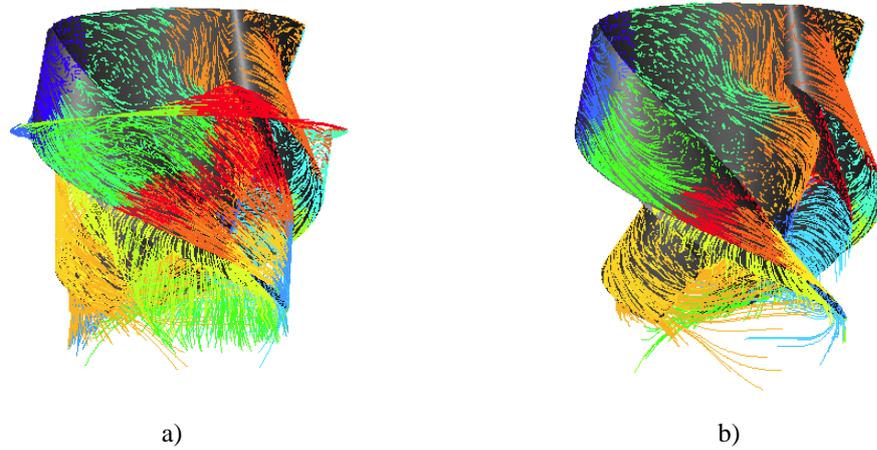


Figura 6.33 Linhas de corrente na geometria otimizada do rotor com vazão de $18\text{m}^3/\text{s}$. a) com a cinta, b) sem a cinta.

Por outro lado, mostram-se as regiões de cavitação geradas no final dos cubos, assim como uma esteira estreita de cavitação, ocasionado pelas arestas de saída das pás, nos rotores das geometrias inicial e otimizada do rotor da TAP.



Figura 6.34 Iso-superfície da pressão de vapor da água, $2,337\text{kPa}$, a 20°C , com vazão de $18\text{m}^3/\text{s}$ para a geometria inicial do rotor.



Figura 6.35 Iso-superfície da pressão de vapor da água, 2,337kPa, a 20°C, com vazão de 18m³/s para a geometria otimizada do rotor.

7 CONCLUSÕES E SUGESTÕES

Conclusões

Apresenta-se na sequência as conclusões deste trabalho:

- Neste trabalho foi apresentada uma metodologia para o projeto de uma turbina amigável aos peixes, com base nas teorias clássicas das turbomáquinas para o traçado do canal do rotor, e seu dimensionamento básico, utilizando uma curva espiral, traçado do cubo com uma função quadrática, ângulo de varredura e ângulos da pá na entrada e saída e variáveis consideradas importantes para a sobrevivência dos peixes;
- Foi desenvolvido um código computacional na linguagem Fortran, para a geração das coordenadas 3D da pá parametrizada em combinação com a geração de um script em linguagem Tcl/Tk, para interpretação automática pelo *software* ICEM-CFD®, para a geração das geometrias dos rotores da TAP e, em seguida, foi feita a geração das malhas correspondentes às geometrias parametrizadas dos rotores da TAP;
- Tanto na geometria inicial como na geometria otimizada da TAP, foram encontrados valores satisfatórios no cumprimento dos parâmetros estabelecidos para o projeto de uma turbina amigável aos peixes, referentes aos indicadores da pressão mínima e da taxa da variação de pressão, e valores aceitáveis, mas que podem ser melhorados, para o indicador da taxa de cisalhamento;
- Em referência às variáveis escolhidas para a parametrização das geometrias do rotor da TAP, as variáveis com a maior influência na eficiência hidráulica, foram o perfil hidrodinâmico e o ângulo de varredura θ , seguido do ângulo na aresta da pá na saída do rotor, λ_5 e com menor influência, a interação entre o perfil e o ângulo λ_5 , seguida da interação entre o ângulo θ e o ângulo λ_5 ;
- Em relação ao comportamento das variáveis geométricas do rotor da TAP, com a maior influência no parâmetro da pressão mínima, foram o ângulo de varredura

da pá θ , seguido do tipo de perfil, e em última instância o ângulo na aresta da pá na saída do rotor, λ_5 . Por sua vez, as interações entre estas variáveis não foram representativas para o parâmetro mencionado;

- Quanto à influência das variáveis de parametrização da TAP no parâmetro da taxa de cisalhamento, o ângulo de varredura da pá, θ , apresentou maior influência, seguido do tipo do perfil, sendo não representativas as interações entre estas variáveis;
- Com relação à influência das variáveis geométricas do rotor da TAP na taxa de variação de pressão, o ângulo na aresta da pá na saída do rotor, λ_5 , tem maior influência, seguido pelo tipo do perfil. A interação entre o tipo do perfil e o ângulo na aresta da pá na saída do rotor, λ_5 , apresenta uma menor influência;
- Pode-se notar que o coeficiente de perdas dado pelo tubo de sucção da geometria otimizada da TAP, possuindo o mesmo princípio de construção geométrica, porém, com diferentes dimensões, é menor com relação ao coeficiente de perdas do tubo de sucção da geometria inicial da TAP, sendo ligeiramente mais eficiente;
- Determinou-se que as geometrias do rotor da TAP, que tiveram o perfil hidrodinâmico Göttingen 622, conseguiram o melhor rendimento hidráulico, seguido das geometrias do rotor, geradas com perfil Göttingen 474, com um rendimento hidráulico intermediário. As geometrias do rotor da TAP construídas com o perfil Göttingen 408 apresentaram rendimento hidráulico menor. Este fato pode estar relacionado com os fatores de estrangulamento na entrada, sendo que o perfil Göttingen 408 apresentou maiores valores do fator de estrangulamento;
- É evidente que esta abordagem com base na integração das análises numéricas DFC e os planos de experimentos devem ser criteriosamente analisados, sabendo-se que existem dentro do plano de experimentos, eficiências maiores, porém, com parâmetros que tendem ser menos conservadores para a sobrevivência dos peixes, com base na literatura. Sendo assim, esse trabalho permite a orientação para os projetistas deste tipo de máquina, no sentido de ponderar de maneira integral tanto a eficiência hidráulica da máquina, quanto o cumprimento dos parâmetros de sobrevivência dos peixes, desde que o projeto preliminar seja realizado com as variáveis geométricas, cinemáticas, e de operação para a proteção da ictiofauna;
- Em relação ao projeto preliminar, verificou-se através de análise CFD que a vazão de projeto não coincide com o valor de vazão obtida do CFD. Entretanto, a melhor eficiência encontra-se com valores menores de vazão, o que sem dúvida,

representa uma vantagem quanto ao comportamento hidrodinâmico da turbina, aproveitando a mesma queda líquida do projeto, porém, com uma vazão menor;

- O comportamento da curva de eficiência da turbina TAP é similar à da turbina Kaplan, que tem uma ampla faixa robusta de eficiência.

Sugestões para Trabalhos Futuros

Dentro das sugestões para a realização de trabalhos decorrentes deste tema de pesquisa, encontram-se as seguintes:

- A otimização do perfil hidrodinâmico das pás do rotor da TAP, com o qual encontrou-se o melhor rendimento hidráulico, mediante a aplicação de curvas de Bezier ou uso de perfis NACA, que permitam fazer pequenas alterações e mudanças na sua forma geométrica, com objetivo de obter melhores desempenhos hidráulicos da TAP, assim como uma diminuição de ferimentos mortais por batimento dos peixes nos bordos de ataque das pás do rotor;
- A alteração da geometria otimizada do rotor da TAP, mediante a aplicação dos conceitos de vórtice livre ou forçado, na saída das pás do rotor, com o qual poderia ter-se um acréscimo na eficiência hidráulica da TAP;
- O desenvolvimento de um projeto de tubo de sucção, específico para as características do escoamento na saída do rotor da TAP, assim como a otimização de sua geometria, mediante DFC e uso de técnicas de otimização, para a melhoria do rendimento hidráulico. Considerando diferentes configurações, como tubos de sucção cuja saída está dividida por septos longitudinais (bifurcações e trifurcações);
- O desenvolvimento de projetos para os demais componentes hidrodinâmicos da turbina, como a caixa espiral e o sistema distribuidor, para a simulação inteira do conjunto turbina otimizada mediante as ferramentas da Dinâmica Computacional dos Fluidos, para obtenção de resultados mais precisos sobre o desempenho hidráulico da TAP;
- Em relação a caixa espiral, é evidente que uma caixa semi-espiral para baixas quedas proporcionaria menor variação de pressão e, sobretudo, considerando altas

vazões. Sendo assim, o estudo poderia ser estendido para o projeto desde componente hidrodinâmico;

- O desenvolvimento de uma otimização multiobjetivo, utilizando as variáveis geométricas propostas na metodologia descrita neste trabalho, incluindo outras variáveis, que determinam a suavidade das curvas no canal meridional, e que tem importância no desempenho hidráulico no rotor da TAP, e que por sua vez inclua os parâmetros estabelecidos para o projeto de uma turbina amigável aos peixes;
- Adequação do banco de ensaio para um modelo reduzido da TAP, para a aquisição de resultados experimentais, que permitam a validação dos resultados obtidos numericamente e que posteriormente contribuam no melhoramento no desempenho hidráulico da TAP;
- Desenvolvimento de estudos para a determinação da viabilidade da construção da turbina TAP;
- Desenvolvimento de pesquisas experimentais com peixes, sobre a propensão de mortandade das espécies nativas do Brasil, para estimar a taxa de mortandade ocasionada por batimento.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

ABERNETHY C., AMIDAN B., ČADA G. **Simulated Passage through a Modified Kaplan Turbine Pressure Regime: A Supplement to “Laboratory Studies of the Effects of Pressure and Dissolved Gas Supersaturation on Turbine-Passed Fish”**. Oak Ridge National Laboratory and Pacific Northwest National Laboratory Richland, Washington, 28p, year 2002.

AMARAL S. **Turbine Passage Survival Estimates for the Dunvegan Hydroelectric Project**. ALDEN Research Laboratory Environmental Services, year 2001

AMARAL S, CASTRO SANTOS T, GIZA D., HARO J, HECKER G., MC MAHON B., PERKINS N. E PLOPPI N. PROJECT MANAGER: JACOBSON P. **Environmental Effects of Hydrokinetic Turbine on Fish: Desktop and Laboratory flume Studies**. Electric Power Research institute (EPRI). Ano 2012.

ANDRADE E., ARAUJO J. **Medidas mitigatórias dos impactos ambientais causados por usinas hidrelétricas sobre peixes**. Revista Eletrônica de Veterinária (REDVET). Volume 12, Número 3, Ano 2011. Disponível em: www.veterinaria.org/revistas/redvet. Último acesso em 15 junho de 2017

ANEEL. Banco de Informações. Capacidade de Geração do Brasil. <http://www.aneel.gov.br/aplicacoes/capacidadebrasil/capacidadebrasil.cfm>. Último acesso em junho 15 de 2017.

ANSYS FLUENT(a). **Modeling flows in moving zones**. Chapter 9. Ano 2001. Disponível em: www.afs.enea.it/fluent/Public/Fluent-Doc/PDF/chp22.pdf. Último acesso julho 10 2015.

ANSYS Help (b). **Numeral 7.3.2.1.14 Turbulence length scale and hydraulic diameter**. Ano 2011.

ARISPE, T. M. A. **Obtenção das Características de Desempenho de Turbinas Francis e Parametrização do Tubo de Sucção Utilizando Técnicas de Dinâmica dos Fluidos Computacional, Itajubá**, 104 p. Dissertação (Mestrado em Térmica, Fluidos e Máquinas de Fluxo) - Instituto de Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Itajubá. Ano 2016.

Artigo 24 do Decreto número 6514. Ano 2008. Disponível em: <http://www.jusbrasil.com.br/topicos/10759872/artigo-24-do-decreto-n-6514-de-22-de-julho-de-2008>.

BRAN R., SOUSA Z. **Máquinas de fluxo Turbinas – Bombas – Ventiladores**. Editorial Ao Livro Técnico S.A. ano 1969.

ČADA G. **The Development of Advanced Hydroelectric Turbines to Improve Fish Passage Survival**. Fisheries. www.fisheries.org |vol. 26 no 9. 2001. Disponível em: <http://hydropower.inel.gov/turbines/pdfs/amfishsoc-fall2001.pdf>. Último acesso em março 16 de 2015.

CFD ON LINE. **Estimating the turbulence length scale**. Disponível em: https://www.cfd-online.com/Wiki/Turbulence_length_scale. Último acesso em junho 15 de 2017.

COOK T., CAIN S., FETFATSIDIS P., HERCKER G E STACY P. **Final Turbine and Test Facility Design Report Alden/NREC Fish Friendly Turbine**. Prepared by Alden Research Laboratory, Inc. Northern Research and Engineering Corporation for the U.S. Department of Energy. Idaho Operations Office. 2000, 32p. Disponível em <https://energy.gov/sites/prod/files/2013/12/f5/doewater-10821-pt1.pdf>. Último acesso em 14 de junho de 2017.

COOKE S., HATRY C., HASLER C., SMOKOROWSKY K. **Literature Review, Synthesis and Proposed Guidelines Related to the Biological Evaluation of “Fish Friendly” Very Low Head Turbine Technology in Canada**. Fish Ecology and Conservation Physiology Laboratory Department of Biology and Institute of Environmental Science Carleton University Canada and Great Lakes Laboratory for Fisheries and Aquatic Sciences Fisheries and Oceans Canada, year 2011.

DEMIDOVITCH B. **Problemas e Exercícios de Análise Matemática**. Editora MIR quinta Edição. Ano 1986.

DIXON D., DHAM R. **“Fish Friendly” Hydropower turbine development and deployment Alden turbine Preliminary Engineering and model testing, final report**. Electric Power Research Institute and US. Department of Energy. Electric Power Research Institute, California. USA. 280p, year 2011.

ESPINOSA, A. L. S. (2013), **Desenvolvimento de uma Metodologia para o Projeto Aerodinâmico de Rotores Axiais Reversíveis de Ventiladores de Jato de Túneis Rodoviários, Itajubá**, 112 p. Dissertação (Mestrado em Dinâmica dos Fluidos e Máquina de Fluxo) - Instituto de Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Itajubá.

FLUENT INC. 22.3 The segregated solver: Disponível em: <https://www.researchgate.net/file.PostFileLoader.html?id=570f6cabed99e184c13227f1&asstKey=AS:350716137885696@1460628651536>. Último acesso Agosto 2017

FLUENT INC. 24.7.1 First Order vs. Second Order. Disponível em: jullio.pe.kr/fluent6.1/help/html/ug/node841.htm último acesso em junho de 2017.

FLUENT INC. **Charppter 10. Modeling Turbulence. Year 2001.** Disponível em: <http://www.afs.enea.it/fluent/Public/Fluent-Doc/PDF/chp10.pdf>. Último acesso Maio de 2018.

FOLHA DE SÃO PAULO, em Ribeirão, MG. **Morte de peixes em MG leva a CEMIG a assinar termo de compromisso.** Outubro 4 de 2000. Apud Loures (2012).

FORMAGGIO M., MICHELICIC J., GAUTHIER M., GRENIER R. **Modern Approach of fish Friendliness Assessment of Axial turbine.** Encontro Nacional de Máquinas Rotativas, Taubaté, São Paulo Brasil. Ano 2014

FRANKE G., WEBB D., FISHER R., MARTHUR D., HOPPING P., MARCH P., HEADRICK M., LACZO T., VENTIKOS Y., SOTIROPOULOS. **Development of Environmentally Advanced Hydropower Turbines System Designs Concepts. Lockheed Martin.** Year 1997 apud THERRIEN E BOURGEOIS (2000).

FURNAS_ELECTROBRAS. **Pesquisa e Desenvolvimento de “Turbinas Amigáveis”.** Disponível em: http://www1.furnas.com.br/inovacao_ped_aval_0001_2007_2008.asp. Último acesso em junho 14 de 2017.

HERCKER G., AMARAL S., ALLEN G., LI S., PERKINS N., DIXON D. **The Science behind a Fish Friendly Turbine.** National Conference on Engineering and Ecohydrology for Fish Passage, U.Mass Amherst, year 2012.

HORTA C., GONÇALVES C., LAGE CALAINHO J. E GILLET LOMÔNACO F. **Cavitação em Turbinas Hidráulicas do tipo Francis e Kaplan no Brasil.** CONEM 2000. Disponível em: <http://abcm.org.br/anais/conem/2000/OC8712.pdf>. Último acesso Maio 2018.

IBAMA. **Usina Hidrelétrica de Santo Antônio é multada em 7.7 milhões.** Disponível em: <http://www.ibama.gov.br/noticias-2008/usina-hidreletrica-de-santo-antonio-e-multada-em-r-77-milhoes>. Último acesso em julho 13 de 2015.

LARINIER M., DARTIGUELONGUE J. **La circulation de poissons migrateurs: le transit à travers les turbines des installations hydroélectriques (the movements of migratory fish: passage through hydro-eletric turbines).** Bull. Fr. Pisc.,312-313,1-90 apud Larinier, Travade F. 2002.

LARINIER, TRAVADE F. **Downstream Migration: Problems and Facilities.** Chapter 13. Fish Migration and Fish Bypasses journal. Pag. 184-207. year 2002.

LEAP CFD TEAM. **Tips & Tricks: Convergence and Mesh Independence Study.** Disponível no site: <<http://www.computationalfluidynamics.com.au/convergence-and-mesh-independent-study/>>. Último acesso Agosto 2017.

LOURES R. **Desenvolvimento de metodologia para avaliação de riscos de impactos diretos de Usinas Hidrelétricas sobre a ictiofauna.** III Seminário Estratégias para Conservação de peixes em Minas Gerais. Ano 2012.

MACINTYRE A. **Máquinas Motrizes Hidráulicas**. Editorial Guanabara Dois S.A. Rio de Janeiro. Ano 1987.

MARCIANO N., DIAS L, BEIRÃO B, SILVA L. **Causas e Efeitos de Barotrauma em Peixes de Água Doce durante a Passagem em Turbinas de Usinas hidrelétricas: Uma Breve Revisão**. XX Simpósio Brasileiro de Recursos Hídricos, 8p, ano 2013.

MENTER F. KUNTZ M., LANGTRY R. **Experience with the SST Turbulence Model**. Turbulence, Heat and Mass Transfer 4. Begell House Inc., year 2003.

ODEH M. **Hydropower A Summary of Environmentally Friendly Turbine Design Concepts**. Concepts Developed by Alden Research Laboratory, Inc., Voith Hydro, Inc. and their Teams for United States Department of Energy Idaho Operations Office, 47p, year 1999.

PERKINS N., DIXON D, DHAM R., FOUST J. **Development Status of the Alden "Fish-Friendly" Turbine**. HydroWorld.com. 2013. Disponível em: <http://www.hydroworld.com/articles/hr/print/volume-32/issue-2/articles/development-status-of-the-alden--fish-friendly--turbine.html>. Último acesso em junho 24 de 2017.

PFLIEDERER C. **Bombas Centrífugas Turbocompressores**. Editorial Labor S.A. Rio de Janeiro, Barcelona, Madrid, Buenos Aires, México, Montevideo, ano 1960

PROCEEDINGS OF THE GAMM WORKSHOP HELD AT EPFL. Edited by SOTTAS GABRIEL AND RYHMING INGE L., 13-15 September 1989

R2 RESOURCE CONSULTANTS INC. **Estimates of Turbine Mortality for Salmonids and Non-Salmonid Fish at Proposed Enloe Hydroelectric Project**. Prepared for Okanogan Public Utility District, 13p., year 2008.

ROSA L. **Geração Hidrelétrica, termelétrica e nuclear**. Estudos Avançados, volume 21, número 59, ano 2007.

SIMBIOTA BLOG. **Hidrelétrica de Estreito é multada pelo Ibama em R\$4,5 milhões**. Ano 2011. <http://simbiota.blogspot.com.br/2011/06/hidreletrica-de-estreiro-e-multada-pelo.html>. Último acesso em junho 14 de 2017.

SOUZA Z, SANTOS A., BORTONI. E. **Centrais Hidrelétricas: Estudos para implantação**. – Centrais Elétricas Brasileiras Eletrobrás S.A. Rio de Janeiro, ano 1999.

TERRIEN J., BOURGEOIS G. **Fish Passage at Small Sites**. The International Energy Agency – Implementing Agreement for hydropower Technologies and programmers. Genivar Consulting Group Inc. Quebec, Canada, year 2000.

TU J., YEOH G., LIU C. **Computational Fluid Dynamics: A Practical Approach. Second edition**. Elsevier ltd. printed in the United Kingdom. 2012

U.S CORPS OF ARMY ENGINEERS. **New Turbines Improves Fish Passage**. Walla Walla District. www.nww.usace.army.mil. Year 2016.

U.S. GOVERNMENT. **Fish Passage Technologies: Protection at Hydropower Facilities. Chapter 5. The Federal Role in Fish Passage at Hydropower Facilities.** Washington, DC: 173 p, year 1995.

VERSTEEG H., MALALASEKERA W. **An Introduction to Computational Fluid Dynamics.** The Finite Volume Method. Pearson Editorial, second edition. Year 2007.

VIÇOSA S., SILVESTRINI J. **“Turbulência”.** Associação Brasileira de Engenharia e ciências Mecânicas. ABCM. Coleção de Cadernos de Turbulência, Vol 4, p.1-18 ano 2004.

VOITH. **Environmentally Friendly Turbine Design. Ano 2011.** Disponível em: <https://voith.com/de/Eco-friendly-turbine-design.pdf>. Último acesso julho 2017.

WHITE F. **Fluid Mechanics. Seventh Edition.** Mc Graw Hill editorial. Ano 2011.

Apêndice A

Determinação dos ângulos β_4 e $\alpha_{4r\theta}$ e componentes da velocidade absoluta média à entrada do rotor c_4

Tendo em consideração a configuração disposta da velocidade meridional à entrada do rotor, c_{m4} , o triângulo de velocidades na entrada do rotor é descomposto nas três dimensões nas coordenadas cilíndricas, apresentando uma componente axial para as velocidades c_4 , c_{m4} e w_4 , pela presença do ângulo na aresta da pá na entrada do rotor, λ_4 . Vide Figura A1.

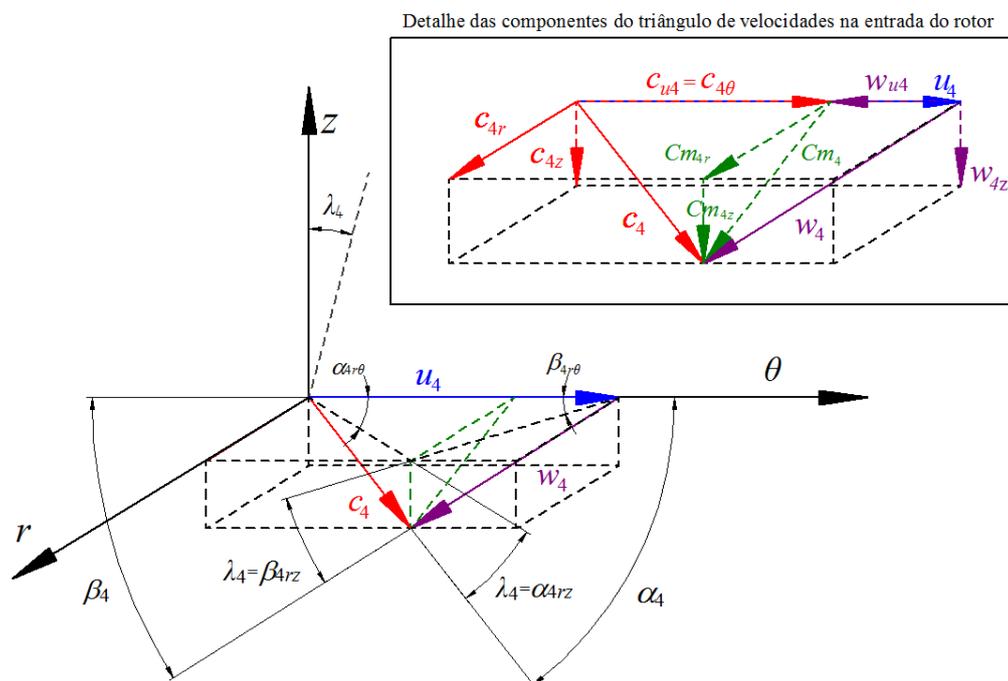


Figura A1. Triângulo de velocidades nas coordenadas cilíndricas na entrada do rotor.

Para o cálculo do triângulo de velocidades na entrada do rotor, é necessário a determinação dos ângulos β_4 e α_4 posteriormente. Para isto, é preciso o uso da definição de produto escalar entre vetores.

Para a determinação dos ângulos médios relativo e absoluto do escoamento β_4 e α_4 , são conhecidas as direções das velocidades médias relativa e absoluta, na entrada do rotor, \vec{w}_4 , e \vec{c}_4 , respectivamente, as quais, a sua vez são determinadas pelos ângulos $\beta_{4r\theta}$ e β_{4rz} , para o caso da velocidade, \vec{w}_4 , e pelos ângulos $\alpha_{4r\theta}$ e α_{4rz} , para o caso da velocidade, \vec{c}_4 , de maneira correspondente.

Mediante o uso de vetores unitários e o posicionamento de sistemas coordenados de referência não inerciais $r\theta z$, nas origens dos vetores das velocidades médias relativa e absoluta na entrada do rotor, \vec{w}_4 e \vec{c}_4 , e suas componentes, é possível o encontro de uma equação mediante o uso da definição do produto escalar entre vetores para a determinação dos ângulos β_4 e α_4 . Vide Figura A2 e Figura A3.

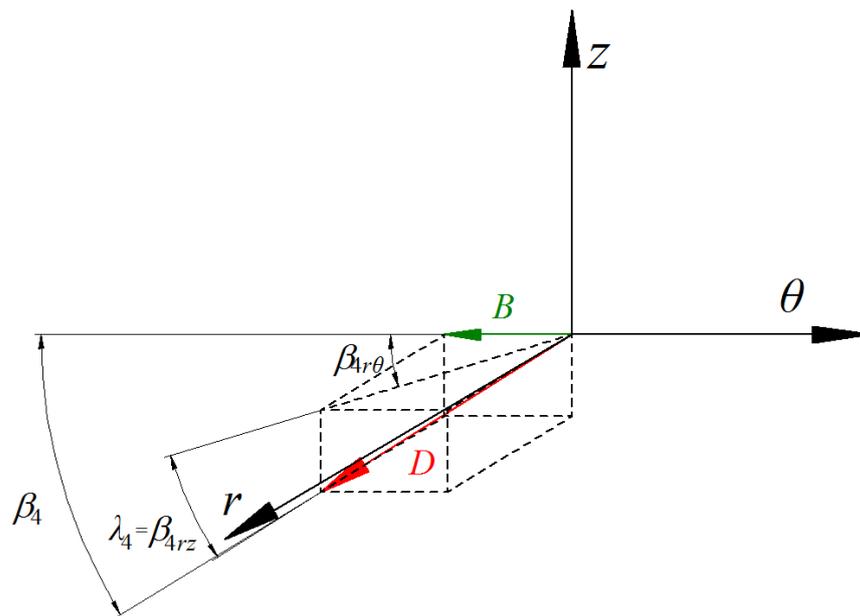


Figura A2. Vetores utilizados na determinação do ângulo β_4 , mediante o produto escalar.

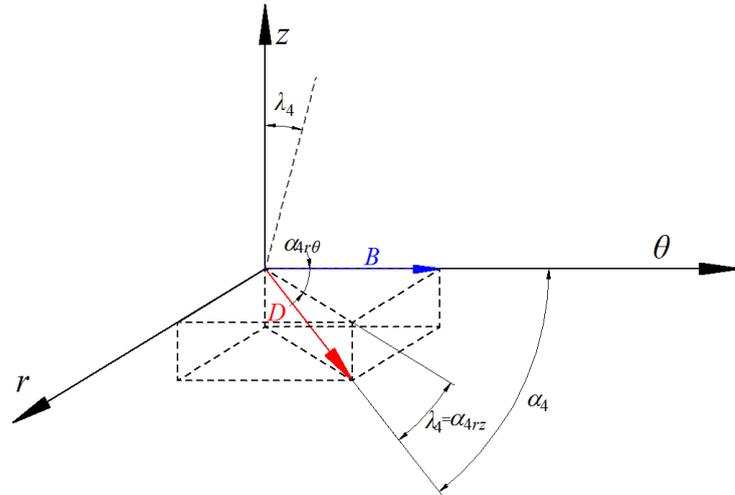


Figura A3. Vetores utilizados na determinação do ângulo α_4 , mediante o produto escalar.

Assim, tendo as direções conhecidas das velocidades medias relativa e absoluta na entrada do rotor, \vec{w}_4 e \vec{c}_4 , se gera um vetor unitário \vec{D} com $\|\vec{D}\|=1$, representando cada uma destas velocidades, os quais são descompostos nas componentes, nos sistemas não inerciais $r \theta z$.

Vetores nos que está conteúdo o ângulo médio do escoamento relativo na entrada do rotor, β_4 .

$$\vec{B} = 0\hat{i} - D \cos \beta_{4rz} \cos \beta_{4r\theta} \hat{j} + 0\hat{k} \quad (\text{A.1})$$

$$\vec{D} = D \cos \beta_{4rz} \sin \beta_{4r\theta} \hat{i} - D \cos \beta_{4rz} \cos \beta_{4r\theta} \hat{j} - D \sin \beta_{4rz} \hat{k} \quad (\text{A.2})$$

Vetores nos que está conteúdo o ângulo médio do escoamento absoluto na entrada do rotor, α_4 .

$$\vec{B} = 0\hat{i} + D \cos \alpha_{4rz} \cos \alpha_{4r\theta} \hat{j} + 0\hat{k} \quad (\text{A.3})$$

$$\vec{D} = D \cos \alpha_{4rz} \sin \alpha_{4r\theta} \hat{i} + D \cos \alpha_{4rz} \cos \alpha_{4r\theta} \hat{j} - D \sin \alpha_{4rz} \hat{k} \quad (\text{A.4})$$

Fazendo o uso da definição de produto escalar pode-se determinar os ângulos β_{4m} e α_{4m} entre os vetores \vec{B} e \vec{D} respectivamente. Vide Eq. (A.5) e (A.6)

$$\cos \beta_4 = \frac{\vec{B} \cdot \vec{D}}{\|\vec{B}\| \|\vec{D}\|} \quad (\text{A.5})$$

$$\cos \alpha_4 = \frac{\vec{B} \cdot \vec{D}}{\|\vec{B}\| \|\vec{D}\|} \quad (\text{A.6})$$

Obtendo-se que;

$$\beta_4 = \cos^{-1}(\cos \beta_{4rz} \cos \beta_{4r\theta}) \quad (\text{A.7})$$

$$\alpha_4 = \cos^{-1}(\cos \alpha_{4rz} \cos \alpha_{4r\theta}) \quad (\text{A.8})$$

Sabendo que $\alpha_{4rz}^\circ = \lambda_4$ e $\beta_{4rz}^\circ = \lambda_4$

No referente à decomposição da velocidade absoluta de entrada em componentes cilíndricas, deve ser encontrado o ângulo $\alpha_{4r\theta}$, para a correspondente determinação das componentes radial e tangencial.

Isolando $\alpha_{4r\theta}$, tem-se que;

$$\alpha_{4r\theta} = \cos^{-1} \left(\frac{\cos \alpha_4}{\cos \lambda_4} \right) \quad (\text{A.9})$$

Portanto as componentes da velocidade absoluta, \vec{c}_4 , nas coordenadas radial, tangencial e axial são:

$$c_{4r} = c_4 \cos \lambda_4 \sin \alpha_{4r\theta} \quad (\text{A.10})$$

$$c_{4\theta} = c_4 \cos \lambda_4 \cos \alpha_{4r\theta} \quad (\text{A.11})$$

$$c_{4z} = c_4 \sin \lambda_4 \quad (\text{A.12})$$

Apêndice B

Geração do Traçado da Pá com Ângulo de Ataque Variável e Constante.

Para o desenvolvimento das expressões que possibilitam o traçado da pá com a função espiral com ângulo β com variação linear e a espiral logarítmica ao longo do percurso da pá, foram tomados os conceitos desenvolvidos por Demidovitch (1986), para os segmentos relacionados com a tangente e a normal no caso de um sistema de coordenadas polares. Vide Figura (B.1).

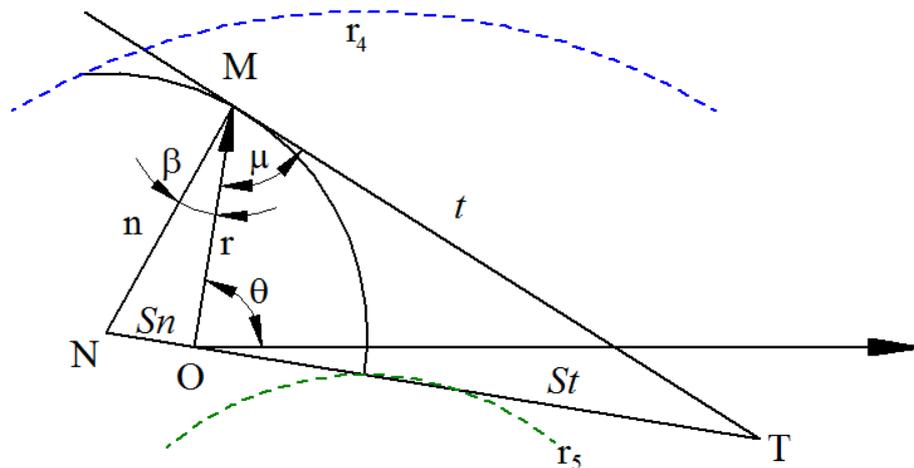


Figura B.1- Segmentos relacionados com a tangente e a normal, no caso de um sistema de coordenadas polares para o traçado da pá. Figura adaptada Demitovitch (1986).

A curva que determina o traçado da pá, está definida pela função $r=f(\theta)$, assim o ângulo μ é formado pela tangente MT e pelo raio polar $r=OM$, que a sua vez é determinado pelas Eq. (B.1) e Eq. (B.2).

$$\tan \mu = r \frac{d\theta}{dr} = \frac{r}{r'} \quad (\text{B.1})$$

$$r' = \frac{dr'}{d\theta} \quad (\text{B.2})$$

Por outra parte, tem-se os segmentos descritos na Figura (B.1);

$t = MT$: segmento da tangente polar.

$n = MN$: segmento da normal polar

$St = OT$: subtangente polar

$Sn = ON$: subnormal polar

A sua vez estes segmentos são expressos pelas seguintes expressões;

$$t = MT = \frac{r}{|r'|} \sqrt{r^2 + (r')^2} \quad (\text{B.3})$$

$$n = MN = \sqrt{r^2 + (r')^2} \quad (\text{B.4})$$

$$St = OT = \frac{r^2}{|r'|} \quad (\text{B.5})$$

$$Sn = ON = |r'| \quad (\text{B.6})$$

No caso para a geração do traçado da pá para uma turbomáquina radial, o ângulo formado entre os segmentos MN e OM é o ângulo na pá no ponto M da sua linha média, sendo o segmento OM igual ao raio polar $OM = r$, portanto tem-se que;

$$\beta = 90^\circ - \mu \quad (\text{B.7})$$

Assim, tendo em consideração as Eq. (B.3) e Eq. (B.7)

Se determina que;

$$\tan \mu = \frac{\sin \beta}{\cos \beta} = \frac{\sin 90^\circ \cos \beta - \sin \beta \cos 90^\circ}{\cos 90^\circ \cos \beta + \sin 90^\circ \sin \beta} = \frac{\cos \beta}{\sin \beta} = \text{ctg} \beta \quad (\text{B.8})$$

$$\tan \mu = \operatorname{ctg} \beta = \frac{1}{\tan \beta} = \frac{r}{r'} \quad (\text{B.9})$$

Portanto isolando r da Eq. (B.9) em termos da tangente de β e substituindo r' da Eq. (B.2) tem-se;

$$r = \frac{1}{\tan \beta} \frac{dr}{d\theta} \quad (\text{B.10})$$

Devido a que à variação do ângulo β , no traçado da pá se comporta linearmente, pode-se expressar o comportamento da tangente de β , mediante a Eq. (B.11).

$$\tan \beta = k_3 r + k_4 \quad (\text{B.11})$$

Onde k_1 e k_2 , são constantes da equação linear da variação do ângulo β . Para o estabelecimento dos valores das constantes k_3 e k_4 , se faz a fixação dos valores limites dos raios da turbina, r_4 raio de diâmetro de entrada do rotor da turbina e raio de saída da turbina no cubo r_5 , na Eq. (B.11), dando como resultado;

$$\tan \beta_4 = k_3 r_4 + k_4 \quad (\text{B.12})$$

$$\tan \beta_5 = k_3 r_5 + k_4 \quad (\text{B.13})$$

Resolvendo de forma simultânea a Eq. (B.12) e a Eq. (B.13), determinando-se as constantes k_3 e k_4 .

$$k_3 = \frac{\tan \beta_4 - \tan \beta_5}{(r_4 - r_5)} \quad (\text{B.14})$$

$$k_4 = \tan \beta_4 - \frac{r_4 (\tan \beta_4 - \tan \beta_5)}{(r_4 - r_5)} \quad (\text{B.15})$$

Assim, substituindo a Eq. (B.11) na Eq. (B.10) e fazendo a separação das variáveis para a determinação do ângulo de varredura θ , tem-se;

$$d\theta = \frac{dr}{k_3 r^2 + k_4 r} \quad (\text{B.16})$$

Se definindo os limites de integração, tendo em conta que se trata de uma turbomáquina motora e que, portanto, seu traçado começa a partir de r_4 e θ_4 , tem-se;

$$\int_{\theta}^{\theta_4} d\theta = \int_r^{r_4} \frac{dr}{k_3 r^2 + k_4 r} \rightarrow \theta_4 - \theta = \frac{1}{k_4} \ln \left(\frac{r}{k_3 r + k_4} \right) \Bigg|_r^{r_4} \quad (\text{B.17})$$

Avaliando os limites da integral e sabendo que o ângulo de varredura no começo do traçado da pá $\theta_4=0^\circ$, se obtém;

$$\theta = -\frac{1}{k_2} \left(\ln \left(\frac{r_4 (k_3 r + k_4)}{r (k_3 r_4 + k_4)} \right) \right) \quad (\text{B.18})$$

Substituindo pelas Eq. (B.12) e Eq. (B.13) na Eq. (B.19), obtém-se o ângulo máximo de varredura θ_{max} para o traçado da pá com β variável.

$$\theta_{max} = -\frac{1}{k_4} \left(\ln \left(\frac{r_4 \tan \beta_4}{r_5 \tan \beta_5} \right) \right) \quad (\text{B.19})$$

Assim, isolando r da Eq. (B.18), obtém-se a expressão para cálculo dos valores de r na faixa de θ_4 e θ_{max}

$$r = \frac{r_4 k_4}{(\tan \beta_4) e^{-k_2 \theta} - r_4 k_3} \quad (\text{B.20})$$

Passando de coordenadas polares às coordenadas cartesianas tem-se;

$$r \rightarrow x = \frac{r_4 k_4}{(\tan \beta_4) e^{-k_2 \theta} - r_4 k_3} \cos \theta, \quad y = \frac{r_4 k_4}{(\tan \beta_4) e^{-k_2 \theta} - r_4 k_3} \sin \theta \quad (\text{B.21})$$

Por outra parte, tendo em conta que o sentido de giro das turbinas deve ser em sentido horário por convenção, é necessário afetar a Eq. (B.21) pelo signo menos, para ficar conforme com o sentido de rotação das turbinas, ficando da seguinte maneira:

$$r \rightarrow x = -\frac{r_4 k_4}{(\tan \beta_4) e^{-k_2 \theta} - r_4 k_3} \cos \theta, \quad y = -\frac{r_4 k_4}{(\tan \beta_4) e^{-k_2 \theta} - r_4 k_3} \sin \theta \quad (\text{B.22})$$

Observa-se que se o ângulo β não varia ao longo do percurso do traçado da pá, chega-se a expressão obtida na Eq. (B.23), para o traçado de uma pá logarítmica espiral.

$$r \rightarrow x = -r_4 e^{\tan \beta \theta} \cos \theta, \quad y = -r_4 e^{\tan \beta \theta} \sin \theta \quad (\text{B.23})$$

Apêndice C

Construção dos Perfis Hidrodinâmicos no Traçado da Pá e Geração da Base da Pá do Rotor (Abordagem vectorial).

C.1 Geração da Base da Pá do Rotor (Abordagem vectorial)

Obtidas as coordenadas absolutas da curva espiral sem deslocamento (Curva base), a qual pertencesse ao cubo do rotor, e sabendo que a largura da pá b_i , pode ser descrita como um vetor devido a seu comportamento ao longo de seu percurso evolvente, procede-se a determinar em coordenadas cartesianas, as componentes relativas do vetor \vec{b}_i ao sistema de referência x',y',z' . Vide Figura C.1.

Assim, para decomposição do vetor \vec{b}_i em coordenadas cartesianas no sistema de referência xyz , são levados em consideração o ângulo θ_i dado pela função espiral, que rege a decomposição nas componentes cartesianas no plano xy , e o ângulo λ_i o faz no plano $y'z'$ do sistema de referência não inercial $x'y'z'$

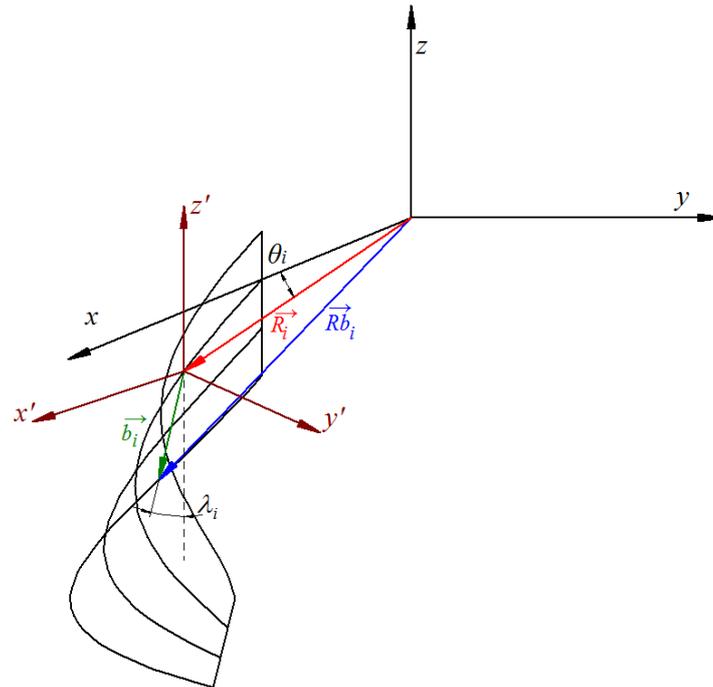


Figura C.1. Abordagem vetorial para o traçado de curva com a largura b_i no redor do rotor.

Portanto a decomposição do vetor \vec{b}_i em coordenadas cartesianas, é dado por:

$$b_{i_x} = b_i \operatorname{sen} \lambda_i \cos \theta_i \quad (\text{C.1})$$

$$b_{i_y} = b_i \operatorname{sen} \lambda_i \sin \theta_i \quad (\text{C.2})$$

$$b_{i_z} = -b_i \cos \lambda_i \quad (\text{C.3})$$

De maneira similar, se faz para a determinação das componentes do vetor $\frac{\vec{b}_i}{2}$ que gera a curva com a largura média da pá:

$$bm_{i_x} = \frac{b_i}{2} \operatorname{sen} \lambda_i \cos \theta_i \quad (\text{C.4})$$

$$bm_{i_y} = \frac{b_i}{2} \text{sen } \lambda_i \text{ sen } \theta_i \quad (\text{C.5})$$

$$bm_{i_z} = -\frac{b_i}{2} \text{cos } \lambda_i \quad (\text{C.6})$$

Em referência à importância da existência da curva de extrapolação, deve-se à forma do cubo, para a projeção dos perfis hidrodinâmicos que será feita posteriormente, na qual precisa-se garantir a continuidade da pá até a raiz do cubo, ao longo de seu percurso evolvente no rotor, sem que fique espaço nenhum entre estas duas componentes do rotor (pá e cubo). Esta extensão da pá é determinada pela curva de intercepção entre as superfícies do cubo e a superfície da pá estendida até a curva de extrapolação.

Para a determinação da curva de extrapolação, o vetor $\vec{b}e_i$, foi tomado o vetor \vec{b}_i em sentido contrário, para fornecer a continuidade no comportamento da forma da pá em toda sua extensão, ficando assim as equações para a determinação das componentes do vetor $\vec{b}e_i$

$$be_{i_x} = -b_i \text{sen } \lambda_i \text{ cos } \theta_i \quad (\text{C.7})$$

$$be_{i_y} = -b_i \text{sen } \lambda_i \text{ sen } \theta_i \quad (\text{C.8})$$

$$be_{i_z} = b_i \text{cos } \lambda_i \quad (\text{C.9})$$

Para a obtenção das coordenadas absolutas para o traçado das três curvas adicionais, foram determinados os vetores resultantes, mediante a soma entre o vetor das coordenadas absolutas da curva da espiral sem deslocamento, o vetor posição \vec{R}_i e as componentes de cada vetor relativo que descreve as trajetórias das diferentes curvas (Curva com a largura da pá b_i , curva com a largura média da pá e a curva de extrapolação) ao sistema de referência x', y', z' em coordenadas cartesianas, se obtendo as coordenadas absolutas para cada curva;

Coordenadas absolutas para a curva com largura da pá b_i

$$Rb_{i_x} = R_{i_x} + b_{i_x} \quad (\text{C.10})$$

$$Rb_{i_y} = R_{i_y} + b_{i_y} \quad (\text{C.11})$$

$$Rb_{i_z} = R_{i_z} + b_{i_z} \quad (\text{C.12})$$

Coordenadas absolutas para a curva média da pá com $b_i/2$

$$Rbm_{i_x} = R_{i_x} + bm_{i_x} \quad (\text{C.13})$$

$$Rbm_{i_y} = R_{i_y} + bm_{i_y} \quad (\text{C.14})$$

$$Rbm_{i_z} = R_{i_z} + bm_{i_z} \quad (\text{C.15})$$

Coordenadas absolutas para a curva de extrapolação com b_i

$$Rbe_{i_x} = R_{i_x} + be_{i_x} \quad (\text{C.16})$$

$$Rbe_{i_y} = R_{i_y} + be_{i_y} \quad (\text{C.17})$$

$$Rbe_{i_z} = R_{i_z} + be_{i_z} \quad (\text{C.18})$$

C.2 Construção dos Perfis Hidrodinâmicos no Traçado da Pá (Abordagem Vectorial)

Começa-se pelas projeções das retas perpendiculares para o lado exterior da superfície da base da pá, vide Figura C.2.

Para a curva com largura da pá com b_i , tem-se os vetores posição, \vec{R}_i , \vec{b}_i e \vec{Rb}_i , previamente obtidos, e também conhecendo que a tangente do ângulo λ_i no plano $x'z'$ está definida por:

$$\tan \lambda_i = \frac{b_{iz}}{b_{ix}} \quad (\text{C.19})$$

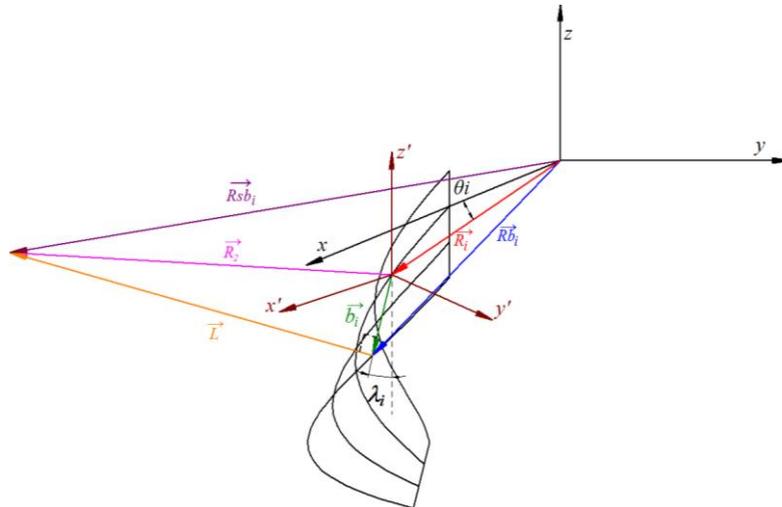


Figura C.2 Projeção da reta perpendicular à superfície na curva com largura b_i da pá.

Tendo em conta que o vetor \vec{L} representa a reta traçada com a magnitude do comprimento da curva, e que é perpendicular à superfície da base da pá nesse ponto.

Assim, se faz a decomposição do vetor \vec{L} , nas coordenadas xyz mediante as relações trigonométricas, obtendo-se;

$$L_x = L \cos \lambda_i \cos \theta_i \quad (\text{C.20})$$

$$L_y = L \cos \lambda_i \sin \theta_i \quad (\text{C.21})$$

$$L_z = L \sin \lambda_i \quad (\text{C.22})$$

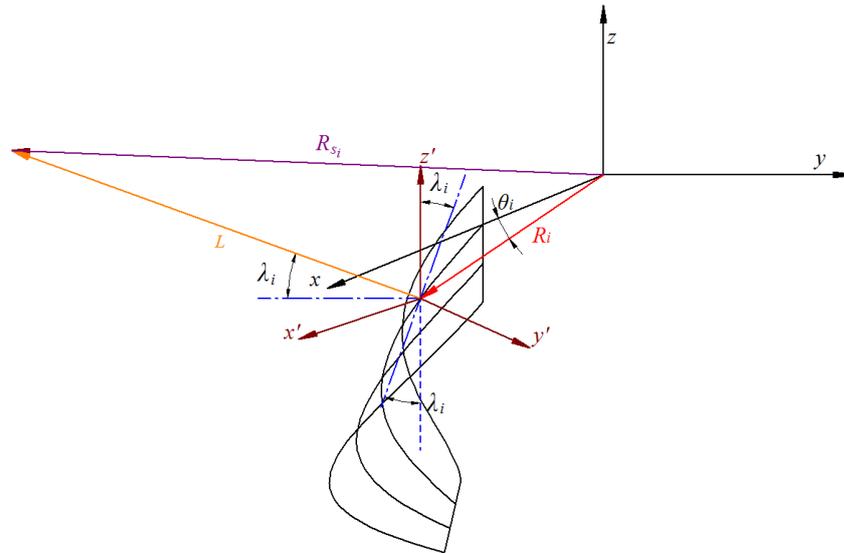


Figura C.4 Projeção da reta perpendicular à superfície na curva do cubo.

Com referência à projeção da reta perpendicular à superfície da base da pá, na curva de extrapolação, no lado exterior, (vide Figura C.5), é tomado o vetor \vec{b}_i , em sentido contrário do crescimento da largura da pá, assim como o ângulo λ_i para garantir a perpendicularidade do vetor \vec{L} com respeito à superfície no ponto discretizado da curva de extrapolação da pá, tem-se;

$$\vec{R}_{bes_i} = \vec{R}b_{e_i} + \vec{L} \tag{C.26}$$

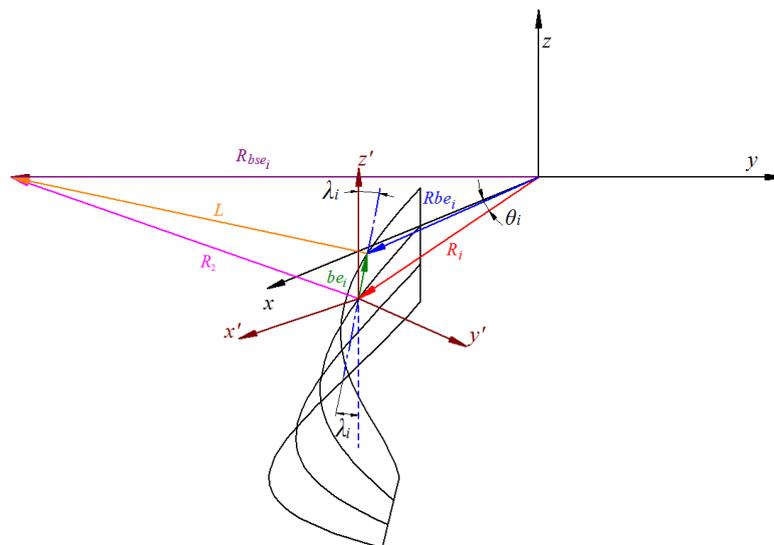


Figura C.5 Projeção da reta perpendicular à superfície na curva da extrapolação da base da pá.

Para o lado interior da superfície da base da pá, o traçado das linhas perpendiculares nas curvas de construção da pá, basta tomar o vetor \vec{L} em sentido e direção contrária, para

determinar os vetores resultantes e possibilitar o traçado das linhas perpendiculares nas curvas de construção da base da pá, para a projeção dos perfis.

Portanto, para curva gerada com a largura da pá b_i no lado interior da superfície, tem-se que o vetor \vec{R}_{ib_i} , é definido por:

$$\vec{R}_{ib_i} = \vec{R}b_i + (-\vec{L}) \quad (\text{C.27})$$

Da mesma maneira, são determinados os outros vetores resultantes que determinam os pontos extremos para o traçado das retas perpendiculares nos pontos discretizados nas curvas restantes (o vetor \vec{R}_{ibm_i} , para a curva com largura meia da pá, o vetor \vec{R}_i para a curva do cubo e o vetor \vec{R}_{bei_i} para a curva de extrapolação), no lado interior na superfície da base da pá.

$$\vec{R}_{ibm_i} = \vec{R}bm_i + (-\vec{L}) \quad (\text{C.28})$$

$$\vec{R}_i = \vec{R}_i + (-\vec{L}) \quad (\text{C.29})$$

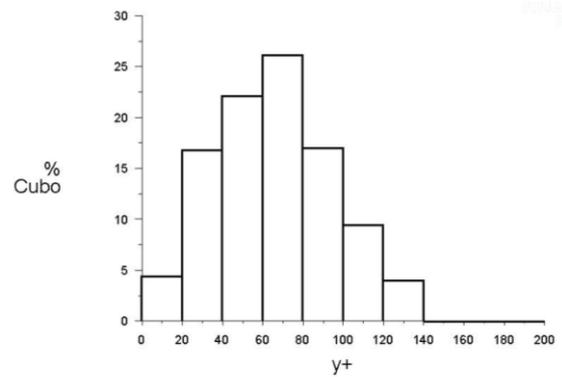
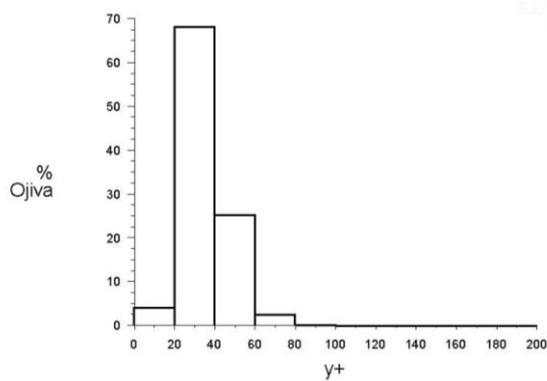
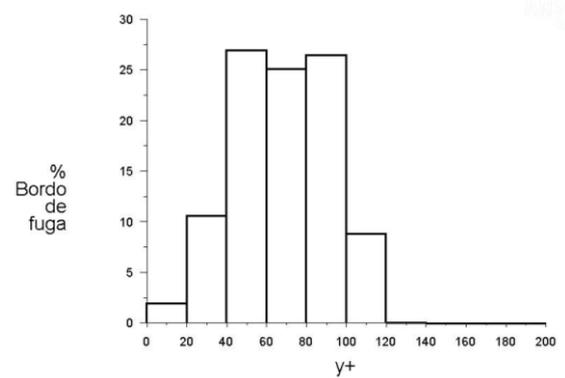
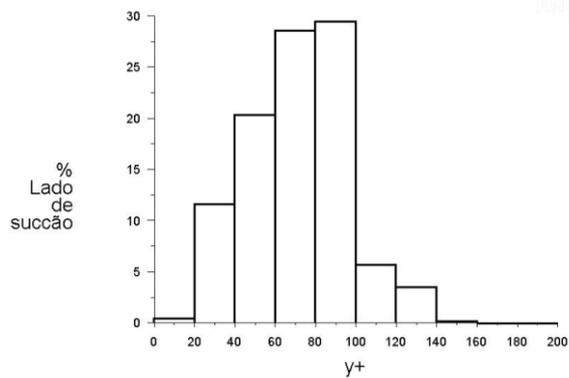
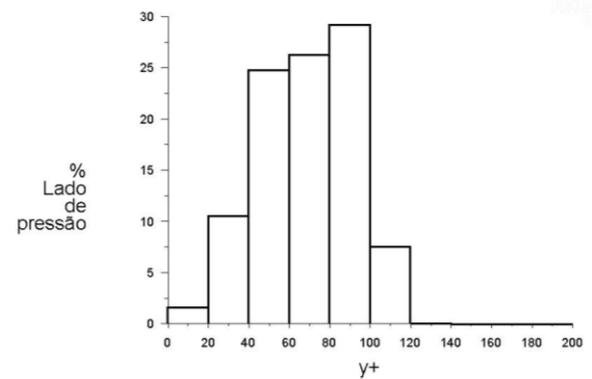
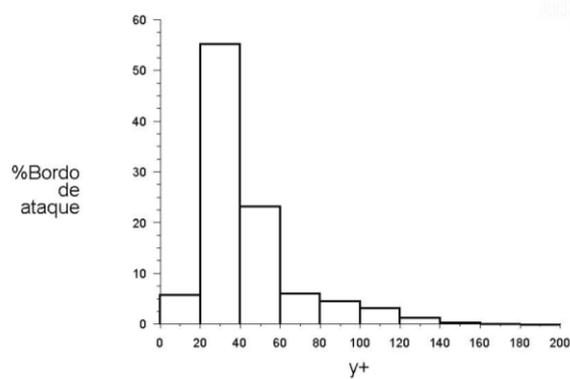
$$\vec{R}_{bei_i} = \vec{R}b_i + (-\vec{L}) \quad (\text{C.30})$$

Depois de ser obtidos os vetores resultantes que indicam os pontos extremos para o traçado das retas perpendiculares a superfície da base da pá, procede-se ao posterior traçado das linhas.

Apêndice D

Verificação de y^+

A continuação é mostrada as faixas dos valores do y^+ dados em percentagens, das superfícies de interesse no domínio do rotor.



Apêndice E

Dados de Pós-processamento para a Determinação de Independência de Malha

Resultado do pós-processamento para a geometria inicial do rotor da TAP, no caso da máxima eficiência hidráulica para a vazão de $27\text{m}^3/\text{s}$., com a malha de referência.

Inlet/Outlet Data		
	Inlet	Outlet
Mass Flow (kg/s)	46683.715	-46683.16
Swirl Number	-70.969803	-2.8299828
Mass Average Total Pressure (pascal)	650413.44	104858.57
Mass Average Radial Flow Angle (deg)	283.80604	-5.0519617
Mass Average Theta Flow Angle (deg)	-429.82832	-74.149569
Losses		
Engr. Passage Loss Coef	-3.6497999	
Norm. Passage Loss Coef	0.99531997	
Forces		
Axial Force (n)	1156515.9	
Torque (n-m)	1789766.9	
Efficiencies		
Hydraulic (%)	88.149584	

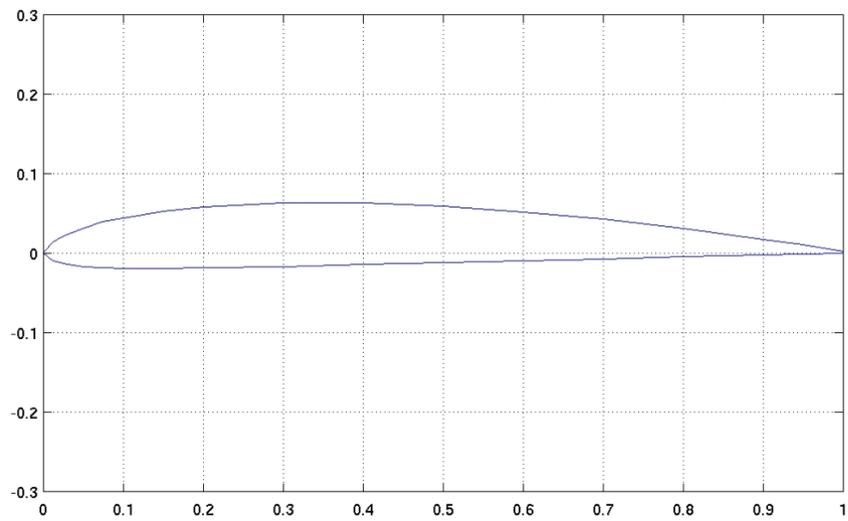
Resultado do pós-processamento para a geometria inicial do rotor da TAP, no caso da máxima eficiência hidráulica para a vazão de $27\text{m}^3/\text{s}$., com malha refinada.

	Inlet	Outlet
Mass Flow (kg/s)	46693.414	-46693.188
Swirl Number	-14.029408	-0.017360937
Mass Average Total Pressure (pascal)	647733.44	104565.25
Mass Average Radial Flow Angle (deg)	56.709525	87.232545
Mass Average Theta Flow Angle (deg)	-85.918294	-5.6745233
Losses		
Engr. Passage Loss Coef	-3.6338329	
Norm. Passage Loss Coef	0.99583474	
Forces		
Axial Force (n)	1149604.7	
Torque (n-m)	1780983.3	
Efficiencies		
Hydraulic (%)	88.084099	

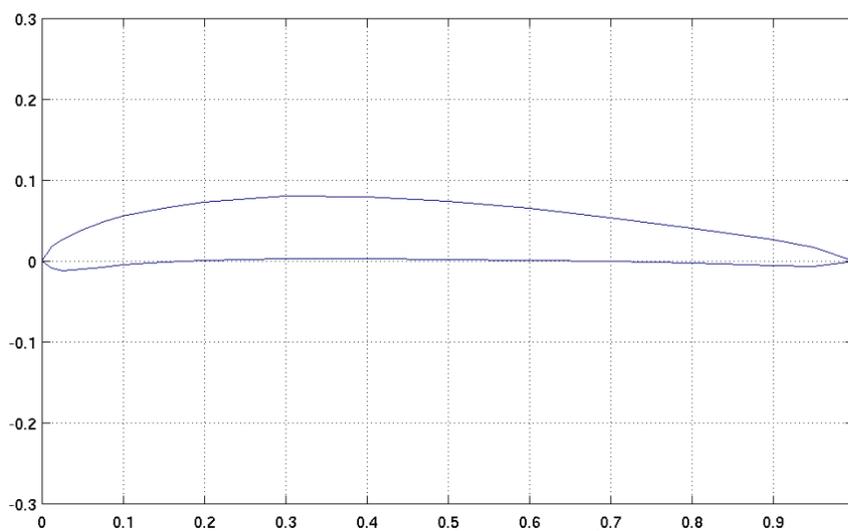
Apêndice F

Perfis selecionados.

Perfil Göttingen 622



Perfil Göttingen 408



Continuação Apêndice F

Perfil Göttingen 474

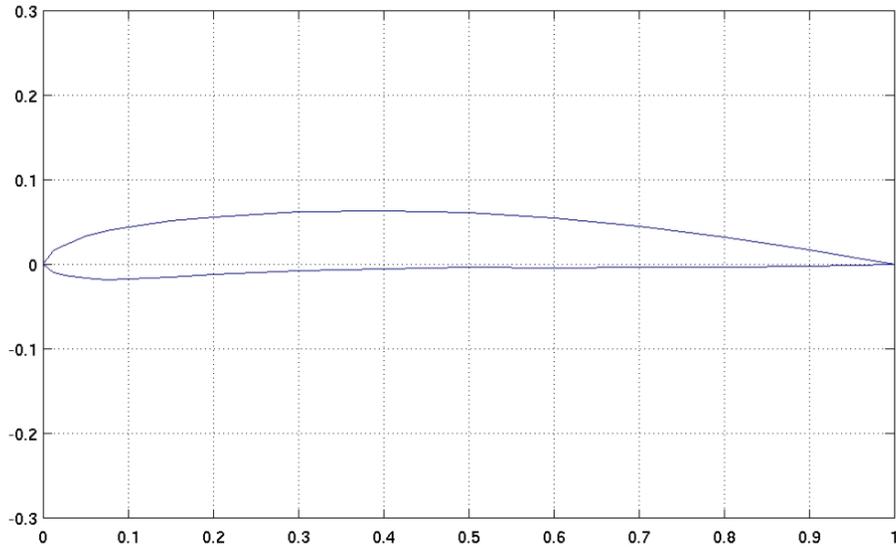


Tabela de Perfis selecionados		
GOE 622 AIRFOIL	GOE 408 AIRFOIL	GOE 474 AIRFOIL
17. 17.	17. 17.	17. 17.
0.000000	0.000000	0.000000
0.012500	0.018050	0.012500
0.025000	0.026600	0.025000
0.050000	0.038700	0.050000
0.075000	0.048800	0.075000
0.100000	0.055900	0.100000
0.150000	0.066100	0.150000
0.200000	0.073300	0.200000
0.300000	0.080200	0.300000
0.400000	0.079600	0.400000
0.500000	0.074500	0.500000
0.600000	0.065400	0.600000
0.700000	0.053800	0.700000
0.800000	0.041200	0.800000
0.900000	0.026600	0.900000
0.950000	0.017300	0.950000
1.000000	0.000000	1.000000
0.000000	0.000000	0.000000
0.012500	-0.008950	0.012500
0.025000	-0.011400	0.025000
0.050000	-0.009300	0.050000
0.075000	-0.007200	0.075000
0.100000	-0.004600	0.100000
0.150000	-0.000900	0.150000
0.200000	0.001300	0.200000
0.300000	0.002700	0.300000
0.400000	0.003100	0.400000
0.500000	0.002500	0.500000
0.600000	0.001400	0.600000
0.700000	-0.000200	0.700000
0.800000	-0.002300	0.800000
0.900000	-0.004900	0.900000
0.950000	-0.006700	0.950000
1.000000	0.000000	1.000000
0.000000	0.000000	0.000000
0.012500	-0.009200	0.012500
0.025000	-0.012900	0.025000
0.050000	-0.016800	0.050000
0.075000	-0.018700	0.075000
0.100000	-0.019100	0.100000
0.150000	-0.019200	0.150000
0.200000	-0.018700	0.200000
0.300000	-0.016800	0.300000
0.400000	-0.014400	0.400000
0.500000	-0.012000	0.500000
0.600000	-0.009600	0.600000
0.700000	-0.007200	0.700000
0.800000	-0.004800	0.800000
0.900000	-0.002400	0.900000
0.950000	-0.001200	0.950000
1.000000	0.000000	1.000000
0.000000	0.000000	0.000000
0.012500	-0.008950	0.012500
0.025000	-0.011400	0.025000
0.050000	-0.009300	0.050000
0.075000	-0.007200	0.075000
0.100000	-0.004600	0.100000
0.150000	-0.000900	0.150000
0.200000	0.001300	0.200000
0.300000	0.002700	0.300000
0.400000	0.003100	0.400000
0.500000	0.002500	0.500000
0.600000	0.001400	0.600000
0.700000	-0.000200	0.700000
0.800000	-0.002300	0.800000
0.900000	-0.004900	0.900000
0.950000	-0.006700	0.950000
1.000000	0.000000	1.000000

Apêndice G

Resultados do Experimento Fatorial (DOE) e Média Ponderada

Perfil	Lambda $\lambda 5$	Theta θ	Eficiência hidráulica %	Indicador Pressão mínima %	Indicador Taxa de cisalhamento %	Indicador Taxa de variação de pressão %	Média ponderada
Göttingen 622	53	171	87,88	99,20	61,98	97,00	87,23
Göttingen 408	53	171	86,12	99,61	62,90	97,36	86,30
Göttingen 474	53	171	87,04	99,49	63,35	97,30	86,92
Göttingen 622	53	180	88,26	99,41	62,63	97,00	87,57
Göttingen 408	53	180	86,50	99,61	55,23	97,20	85,61
Göttingen 474	53	180	87,07	99,41	63,08	97,31	86,90
Göttingen 622	53	189	88,33	99,41	61,11	96,98	87,43
Göttingen 408	53	189	86,63	99,55	61,52	97,09	86,42
Göttingen 474	53	189	87,41	99,43	61,62	97,12	86,92
Göttingen 408	53	195	86,78	99,68	60,95	96,99	86,46
Göttingen 622	53	200	88,74	99,61	60,06	96,65	87,55
Göttingen 408	53	200	86,78	99,75	60,22	96,99	86,37
Göttingen 474	53	200	87,85	99,72	60,82	96,97	87,13
Göttingen 622	58	171	88,19	99,09	59,95	96,96	87,16
Göttingen 408	58	171	86,09	99,55	63,10	97,09	86,27
Göttingen 474	58	171	87,31	99,51	63,92	97,19	87,15
Göttingen 622	58	180	88,15	99,39	62,75	96,86	87,50
Göttingen 408	58	180	86,46	99,55	62,36	97,05	86,41
Göttingen 474	58	180	87,15	99,66	63,05	97,02	86,94
Göttingen 622	58	189	88,11	99,41	60,90	96,96	87,27
Göttingen 408	58	189	86,56	99,55	61,41	97,05	86,36
Göttingen 474	58	189	87,13	99,64	61,36	97,09	86,73
Göttingen 622	58	195	88,34	99,59	60,45	96,52	87,33
Göttingen 408	58	195	86,60	99,70	61,35	97,06	86,40
Göttingen 622	58	200	88,50	99,64	59,59	96,95	87,38
Göttingen 408	58	200	86,93	99,81	59,69	96,63	86,37
Göttingen 622	63	171	87,56	99,20	62,85	96,63	87,08
Göttingen 408	63	171	86,15	99,55	63,20	97,20	86,33
Göttingen 474	63	171	86,95	99,55	64,01	96,94	86,91
Göttingen 622	63	180	87,98	99,32	61,85	96,62	87,24

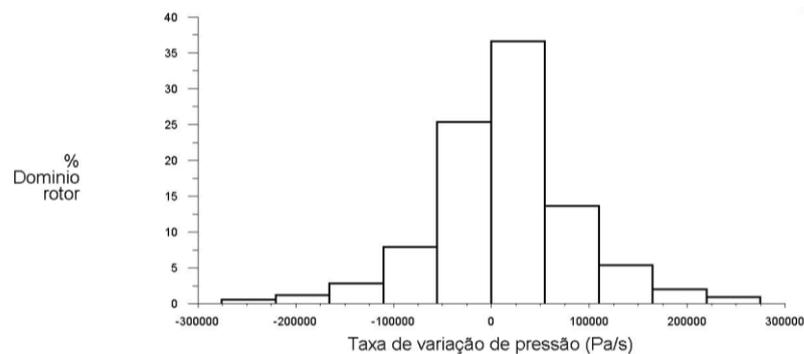
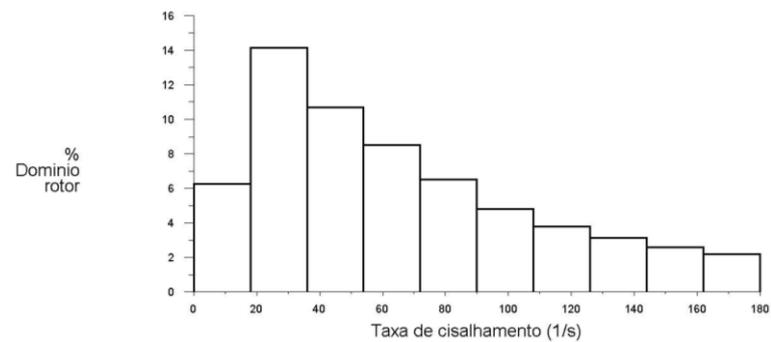
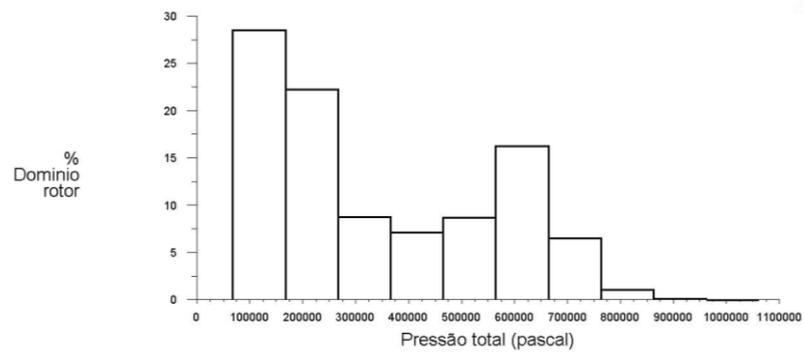
Continuação Apêndice G

Perfil	Lambda λ_5	Theta θ	Eficiência hidráulica %	Indicador Pressão mínima %	Indicador Taxa de cisalhamento %	Indicador Taxa de variação de pressão %	Média ponderada
Göttingen 408	63	180	86,23	99,64	62,18	97,16	86,26
Göttingen 474	63	180	86,97	99,45	62,59	96,85	86,73
Göttingen 622	63	189	88,00	99,41	61,26	96,93	87,23
Göttingen 408	63	189	86,56	99,32	61,47	97,05	86,34
Göttingen 474	63	189	87,28	99,55	61,77	96,94	86,85
Göttingen 622	63	195	88,24	99,62	60,53	96,48	87,27
Göttingen 408	63	195	86,79	99,76	60,67	96,73	86,41
Göttingen 474	63	195	87,40	99,74	61,46	96,96	86,92
Göttingen 622	63	200	88,31	99,71	58,97	96,62	87,15
Göttingen 408	63	200	86,82	99,86	60,13	96,92	86,39
Göttingen 474	63	200	87,62	99,78	60,73	96,97	86,98
Göttingen 622	68	171	87,49	99,27	62,87	96,61	87,05
Göttingen 474	68	171	86,73	99,45	63,41	96,80	86,67
Göttingen 622	68	180	87,64	99,55	61,93	96,69	87,07
Göttingen 408	68	180	86,35	99,41	62,08	96,82	86,26
Göttingen 474	68	180	86,79	99,92	62,39	96,75	86,63
Göttingen 622	68	189	87,99	99,55	61,70	96,98	87,30
Göttingen 408	68	189	86,54	99,82	61,36	96,82	86,35
Göttingen 474	68	189	87,21	99,68	61,98	97,02	86,85
Göttingen 622	68	195	87,93	99,72	59,31	96,44	86,93
Göttingen 408	68	195	86,74	99,83	60,70	96,71	86,38
Göttingen 474	68	195	87,39	99,75	61,04	96,90	86,85
Göttingen 622	68	200	88,14	99,77	59,37	96,53	87,09
Göttingen 408	68	200	86,91	99,87	60,31	96,80	86,46
Göttingen 474	68	200	87,57	99,84	60,76	96,91	86,95
Göttingen 622	72	171	87,32	99,45	63,24	96,60	87,00
Göttingen 408	72	171	86,11	99,59	62,95	96,83	86,23
Göttingen 474	72	171	86,63	99,63	63,36	96,31	86,56
Göttingen 622	72	180	87,50	99,46	61,45	96,33	86,87
Göttingen 408	72	180	86,34	99,67	62,00	96,80	86,27
Göttingen 474	72	180	86,82	99,60	61,96	96,45	86,52
Göttingen 622	72	189	88,00	99,66	61,50	96,45	87,23
Göttingen 408	72	189	86,57	99,76	61,30	96,84	86,35
Göttingen 474	72	189	87,08	99,74	61,27	96,48	86,63
Göttingen 622	72	195	88,17	99,71	60,87	96,61	87,29
Göttingen 408	72	195	86,76	99,87	60,51	96,88	86,39
Göttingen 622	72	200	88,35	99,79	59,35	96,36	87,20
Göttingen 474	72	200	88,33	99,78	60,39	96,45	87,33

Apêndice H

Indicadores de Pressão Total, da Taxa de Cisalhamento e da Taxa de Variação de Pressão para a Geometria Inicial e otimizada do Rotor da TAP.

Geometria Inicial do Rotor da TAP.



Continuação Apêndice H

Geometria Otimizada do Rotor da TAP.

