

UNIVERSIDADE FEDERAL DE ITAJUBÁ

PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM
ENGENHARIA MECÂNICA

**Validação Numérica-Experimental do
Comportamento Hidrodinâmico de uma
Turbina Hélice em Escala Reduzida**

Tiago Martins de Azevedo

Itajubá, setembro de 2020

UNIVERSIDADE FEDERAL DE ITAJUBÁ

PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM
ENGENHARIA MECÂNICA

Validação Numérica-Experimental do Comportamento Hidrodinâmico de uma Turbina Hélice em Escala Reduzida

Dissertação submetida para defesa no Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica como parte dos requisitos para obtenção do título de **Mestre 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. Geraldo Lúcio Tiago Filho

Itajubá, setembro de 2020

UNIVERSIDADE FEDERAL DE ITAJUBÁ

PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM
ENGENHARIA MECÂNICA

Tiago Martins de Azevedo

**Validação Numérica-Experimental do
Comportamento Hidrodinâmico de uma
Turbina Hélice em Escala Reduzida**

Dissertação submetida à banca examinadora em 14 de agosto de 2020, conferindo ao autor o título de **Mestre em Ciências em Engenharia Mecânica**.

Banca examinadora:

Prof. Dr. Ramiro G. Ramirez Camacho (Orientador)

Prof. Dr. Geraldo Lúcio Tiago Filho (Co-Orientador)

Prof. Dr. Waldir de Oliveira

Prof. Dr. Gustavo Adolfo Ronceros Rivas

Itajubá, setembro de 2020

DEDICATÓRIA

*Dedico este trabalho aos
meus pais, familiares e amigos*

AGRADECIMENTOS

Agradeço primeiramente a Deus pelo dom da vida, pela proteção de todos os dias, pela paciência e a força para vencer todos os obstáculos e desafios.

Aos meus pais, Araçary e Lígia, deixo meus mais sinceros agradecimentos, por todo o reconhecimento, aprendizado sobre perseverança e esforço, por todo suporte, pelos momentos de confiança, pelas conversas e discussões que me fizeram e fazem ser melhor a cada dia. Por todo amor e carinho, lhes sou grato, pois sem eles, eu não seria nada. Amo vocês de todo meu coração.

À minha família querida, tios, tias, padrinho e madrinha, primos e primas, agradeço pela torcida, pela força e por todo suporte que me deram durante essa caminhada.

Ao meu orientador Prof. Dr. Ramiro Gustavo Ramirez Camacho, por todas as conversas, discussões e amizade me ajudando a me desenvolver e aprender mais sempre. Ao meu co-orientador Prof. Dr. Geraldo Lucio Tiago Filho, pela oportunidade, pelas conversas, pelo conhecimento e pela amizade durante esses anos.

Ao corpo docente, diretores, técnicos de laboratório, técnicos administrativos e demais servidores pela atenção e apoio durante as atividades deste trabalho.

Aos amigos e colegas do CERPCH e do LHV que me apoiaram com materiais e conhecimentos para o desenvolvimento deste trabalho.

Agradeço aos meus amigos por todos os momentos, por toda ajuda, todas as conversas, abraços e companheirismo que foram fundamentais nessa etapa da minha vida, em especial ao Igor Renan dos Santos, Camila Galhardo, Bruna Vasconcellos, Raquel Félix, Antônio Botan, Juliana Boldrin e Thayane Duarte.

Agradeço a todos que direta ou indiretamente me apoiaram nessa jornada.

*Sonhos eu tenho quando durmo,
quando acordo, eu tenho metas
e agora vou conquistar a próxima.*

RESUMO

Azevedo, T. M. (2020): Sob a modalidade de máquinas motoras, as turbinas hidráulicas axiais possuem grande aplicação no Brasil e no mundo para geração de energia elétrica; desse modo, torna-se fundamental para o dimensionamento dessas máquinas, entender as características, os critérios de funcionamento e aplicação caso a caso. Assim, o objetivo deste trabalho tem por base desenvolver um projeto preliminar de uma turbina hidráulica axial, por meio das teorias de grade, de asa de sustentação, de vórtice potencial e equilíbrio radial, de modo a serem analisados sob os métodos numéricos e de ensaios experimentais.

Desse modo, usando as teorias clássicas, desenvolveu-se um projeto preliminar do rotor considerando uma distribuição de energia específica constante desde o cubo até a ponta da pá resultando em diferentes ângulos de montagem de pás. O sistema diretor foi projetado para a velocidade relativa estar alinhada com a pá do rotor, baseando-se pela composição dos triângulos de velocidades na entrada do rotor, para todas as posições radiais do cubo até a ponta da pá. Com o uso da prototipagem, fabricou-se o modelo em plástico ABS, montado na bancada de ensaios do LHPCH, considerando as grandezas independentes de H , Q e rotação, dentre os valores de n_{qA} correspondentes a rotores axiais.

Para as análises numéricas, foram feitas as discretizações dos domínios, inercial e não inercial, com malhas estruturadas, não estruturadas e híbridas. Para a solução das equações RANS (*Reynolds Averaged Navier Stokes*) foi utilizado o modelo de turbulência $k-\omega$ SST. Assim, foram levantadas as curvas características de funcionamento da turbina atendendo critérios de convergência e independência de malha.

Em contrapartida, foram feitas as análises experimentais utilizando um freio de cinta para manter a rotação constante, com variação da vazão e altura de queda, permitindo levantar as curvas características experimentais. Por fim, foram feitas as comparações entre as curvas características e as curvas de rendimento da máquina para ambas metodologias, e mesmo apresentando uma pequena divergência de valores, foi possível validar tanto o projeto preliminar, como as metodologias utilizadas neste trabalho.

Palavras-Chaves: Turbina axial, CFD, $k-\omega$ SST, Vórtice potencial, Equilíbrio radial, Teoria de asa de sustentação.

ABSTRACT

Azevedo, T. M. (2020): Considering the modality of motor machines, axial hydraulic turbines are widely used in Brazil and worldwide for hydropower generation; thus, it becomes essential to dimension these machines, to understand its characteristics, operational criteria and application on a case-to-case basis. Consequently, the objective of this work is based on developing a preliminary design of an axial hydraulic turbine, using the theories of grid, wing lift, potential vortex and radial balance, in order to analyze the project under the numerical and experimental methods.

Therefore, using classic theories, a rotor preliminary design was developed considering a constant specific energy distribution from the hub to tip of blade resulting in different blade assembly angles. The distributor system was designed for the relative velocity to be aligned with the rotor blade, based on the composition of the velocity triangles at the rotor inlet, for all the radial positions of the hub to tip of blade. In addition, it was use made a prototype manufactured in ABS plastic, assembled on the LHPCH test bench, considering the independent quantities of H , Q and rotation, among the n_{qA} values corresponding to axial rotors.

For the numerical analyzes, the domains, inertial and non-inertial, were discretized with structured, unstructured and hybrid meshes. For the solution of the RANS equations (Reynolds Averaged Navier Stokes) $k-\omega$ SST turbulence model was used. Thus, the characteristic curves of the turbine's operation were developed, meeting the criteria of convergence and mesh independence.

On the other hand, experimental analyzes were carried out using a belt brake to keep the rotation constant, with variation in flow and head, allowing to elicit experimental characteristic curves. Finally, comparisons were made between the characteristic curves and efficiency curves for both methodologies, and even with a small divergence of values, it was possible to validate both, the preliminary design and the methodologies used in this Master's thesis.

Keywords: Axial turbine, CFD, $k-\omega$ SST, Potential vortex, Radial balance, Wing lift theory

..

LISTA DE FIGURAS

Figura 1.1: Classificação das turbinas hidráulicas.....	2
Figura 1.2: Aplicação dos tipos de turbinas.	3
Figura 1.3: Comportamento de máquinas hidráulicas.....	3
Figura 1.4: Envoltória de rendimento de máquina.	4
Figura 1.5: Campo básico de funcionamento de uma turbina Kaplan.....	5
Figura 1.6: Classificação das máquinas de fluxo.	6
Figura 1.7: Ilustração de um rotor hélice.....	6
Figura 1.8: Turbina Kaplan da Usina de Jupiá.....	7
Figura 1.9: Arranjo de Turbina Tubular (Tipo 'S').	8
Figura 1.10: Turbina bulbo em (a) vista tridimensional e (b) esquema de instalação.....	8
Figura 1.11: Esquema de turbina Straflo.....	9
Figura 1.12: Relações entre o projeto, análise numérica e o ensaio laboratorial	10
Figura 2.1: Instalações para o cálculo da Equação de Energia.....	19
Figura 2.2: Transformações de energia operadas por MFM.	22
Figura 2.3: Diagrama de Cordier para coeficientes de diâmetro e leveza.	23
Figura 3.1: Representação de grade de um rotor de máquina de fluxo axial.	25
Figura 3.2: Esquema para número infinito de pás infinitamente finas.....	26
Figura 3.3: Representação de um triângulo de velocidades.	27
Figura 3.4: Triângulos de velocidade para uma seção radial do rotor de turbina axial.....	30
Figura 3.5: Representação do teorema de Kutta-Joukowski aplicado a grade.	33
Figura 3.6: Representação das nomenclaturas no estudo de perfis.	33
Figura 3.7: Diagrama polar dos perfis da família Göttingen.....	35
Figura 3.8: Campo de operação da bomba da bancada de testes.....	38
Figura 3.9: Elementos de dimensionamento de máquinas axiais	41
Figura 3.10: Vistas do rotor projetado.....	44
Figura 3.11: Vistas do distribuidor projetado.....	44
Figura 3.12: Perfis das pás do rotor com seus respectivos ângulos de projeto e ataque.	45
Figura 3.13: Perfis das palhetas diretrizes do distribuidor com seus respectivos ângulos de projeto.....	45
Figura 3.14: Triângulos de velocidade na entrada e saída do (a) cubo, (b) meio e (c) topo. ...	46
Figura 3.15: As diferentes disciplinas que envolvem a dinâmica de fluidos computacional...46	46
Figura 3.16: Relação entre o custo computacional e o grau de modelagem.	49

Figura 3.17: Forma dos elementos de malhas.	53
Figura 3.18: Divisões de camada limite na análise de escoamentos turbulentos.	54
Figura 3.19: Representação esquemática do LHDC.	56
Figura 3.20: Bancadas de ensaio	56
Figura 3.21: Tacômetro	57
Figura 3.22: (a) Torquímetro e (b) Display de leitura	57
Figura 3.23: Manômetros de mercúrio do LHPCH.	58
Figura 3.24: Dinamômetro de mola.	58
Figura 3.25: Manômetro em “U” do medidor de vazão tipo Venturi.	59
Figura 3.26: Freio de cinta.	59
Figura 3.27: Esquema do freio de cinta do LHPCH.	61
Figura 4.1: Domínios: (a) tubulação de entrada, (b) entrada do distribuidor, (c) distribuidor, (d) rotor, (e) saída do rotor e (f) cotovelo de saída.	63
Figura 4.2: Elementos construtivos como redução de seção e haste de fixação nas (a) entrada e (b) saída, e (c) saída do eixo.	63
Figura 4.3: Malhas híbridas (a) no distribuidor e (b) no rotor.	64
Figura 4.4: Malha estruturada, domínio saída rotor.	64
Figura 4.5: y^+ referente a (a) pá do rotor e (b) palheta diretriz do distribuidor.	65
Figura 4.6: Conjunto completo.	67
Figura 4.7: Planos de aquisição de pressão e redução de seção.	67
Figura 4.8: Linhas de corrente para o sistema completo.	68
Figura 4.9: Linhas de escoamento em grade para a condição de 250 [rpm] e 0,04 [m ³ /s].	69
Figura 4.10: Campo de escoamento em grade para a condição de 250 [rpm] e 0,04 [m ³ /s]. ...	69
Figura 4.11: (a) Linhas de escoamento tridimensional, (b) linhas de escoamento na folga de topo, para a condição de 250 [rpm] e 0,04 [m ³ /s].	70
Figura 4.12: (a) Perturbação das linhas de escoamento, (b) linha de escoamento em plano longitudinal, para a condição de 250 [rpm] e 0,04 [m ³ /s].	71
Figura 4.13: Linhas de escoamento na região de estagnação na condição de 250 [rpm] e 0,04 [m ³ /s].	72
Figura 4.14: (a) Escala de pressões na grade, (b) campos de pressão, para a condição de 250 [rpm] e 0,04 [m ³ /s].	73
Figura 4.15: Distribuição de pressão nas pás do distribuidor, para a condição de 250 [rpm] e 0,04 [m ³ /s].	74

Figura 4.16: Distribuição de pressão nas pás do rotor, para a condição de 250 [rpm] e 0,04 [m ³ /s].....	74
Figura 4.17: Vetor de velocidade relativa com a vista lateral para a condição de 250 [rpm] e 0,04 [m ³ /s].....	75
Figura 4.18: Resultados numéricos da turbina hélice para rotação de 250 [rpm].	75
Figura 4.19: Impressão tridimensional do (a) distribuidor e (b) rotor.....	76
Figura 4.20: Curvas características, $n=250$ [rpm]	77
Figura 4.21: Curva de potência de atrito na bancada.	78
Figura 4.22: Comparação da diferença de pressões totais numérica e experimental	79
Figura 4.23: Comparação das potências (a) de eixo e (b) hidráulica.	80
Figura 4.24: Relação entre os rendimentos teóricos e experimentais.....	81
Figura 4.25: Curvas características de comportamento (a) simulação numérica e (b) experimental.	82
Figura 4.26: Curvas características de funcionamento para rotação de projeto.	83

LISTA DE TABELAS

Tabela 3.1: Sequência histórica das seções de perfis.	34
Tabela 3.2: Classificação de máquinas por rotação específica.....	38
Tabela 3.3: Escolha da rotação, vazão e altura.....	39
Tabela 3.4: Etapas de projeto e modelagem de perfis.	43
Tabela 3.5: Dados dos triângulos de velocidade do rotor.....	45
Tabela 3.6: Constantes do modelo de turbulência $k-\omega SST$	52
Tabela 4.1: Independência de malha por GCI.	66
Tabela 4.2: Número de elementos referentes aos domínios.	66

LISTA DE SÍMBOLOS

Letras latinas

<i>Símbolo</i>	<i>Descrição</i>	<i>Unidade</i>
a_{cor}	<i>Aceleração de Coriolis</i>	$[m/s^2]$
A_E	<i>Área de entrada</i>	$[m^2]$
a_{nor}	<i>Aceleração normal</i>	$[m/s^2]$
A_s	<i>Área da seção</i>	$[m^2]$
a_{tan}	<i>Aceleração tangencial</i>	$[m/s^2]$
B	<i>Constante da camada logarítmica que depende da rugosidade</i>	$[adimensional]$
c	<i>Velocidade absoluta</i>	$[m/s]$
C_0	<i>Coefficiente de afinamento ou engrossamento</i>	$[adimensional]$
C_A	<i>Coefficiente de arrasto</i>	$[adimensional]$
c_m	<i>Velocidade absoluta meridional</i>	$[m/s]$
C_S	<i>Coefficiente de sustentação</i>	$[adimensional]$
c_u	<i>Componente circunferencial da velocidade absoluta</i>	$[m/s]$
D	<i>Diâmetro</i>	$[m]$
D_e	<i>Diâmetro externo</i>	$[m]$
Δp	<i>Diferença de pressão</i>	$[Pa]$
D_i	<i>Diâmetro interno</i>	$[m]$
f	<i>Coefficiente de atrito</i>	$[adimensional]$
F_1	<i>Função mistura</i>	$[adimensional]$
F_A	<i>Força de arrasto</i>	$[N]$
$F_{pá}$	<i>Força da pá</i>	$[N]$
f_{rede}	<i>Frequência de rede</i>	$[Hz]$
F_S	<i>Força de sustentação</i>	$[N]$
g	<i>Aceleração da gravidade</i>	$[m/s^2]$
H	<i>Altura</i>	$[m]$
h_b	<i>Altura em coluna d'água da pressão atmosférica local</i>	$[m]$
H_{br}	<i>Altura de queda bruta</i>	$[m]$
H_{din}	<i>Altura dinâmica</i>	$[m]$
H_{est}	<i>Altura estática</i>	$[m]$
h_D	<i>Comprimento axial da palheta</i>	$[m]$
h_v	<i>Altura em coluna d'água da pressão de vapor da água</i>	$[m]$
k	<i>Energia cinética instantânea</i>	$[J]$
K	<i>Energia cinética do escoamento</i>	$[J]$
K_C	<i>Constante de von Kármán</i>	$[adimensional]$
ℓ	<i>Comprimento da corda</i>	$[mm]$
\dot{m}	<i>Vazão mássica</i>	$[kg/m^3]$
M	<i>Torque</i>	$[Nm]$
m_d	<i>Massa do dinamômetro</i>	$[kg]$
n	<i>Rotação</i>	$[rpm]$
n_p	<i>Número de periódicas</i>	$[adimensional]$
$N_{pá}$	<i>Número de pás</i>	$[adimensional]$
N_{pp}	<i>Número de pares de polos</i>	$[adimensional]$
n_{qA}	<i>Rotação específica referente a vazão</i>	$[adimensional]$
n_{st}	<i>Rotação específica referente a potência</i>	$[adimensional]$
p_b	<i>Pressão barométrica</i>	$[Pa]$
P_e	<i>Potência de eixo</i>	$[W]$

P_{el}	Potência elétrica	[W]
P_h	Potência hidráulica	[W]
P_m	Potência mecânica	[W]
P_p	Potência perdida	[W]
Q	Vazão volumétrica	[m ³ /s]
Q_f	Vazão fictícia	[m ³ /s]
r	Raio	[m]
Re	Número de Reynolds	[adimensional]
R_{pd}	Raio do arco de círculo do distribuidor	[mm]
t	Passo	[adimensional]
u	Velocidade circunferencial	[m/s]
v	Velocidade	[m/s]
w	Velocidade relativa	[m/s]
w_∞	Velocidade vetorial média	[m/s]
w_u	Componente circunferencial da velocidade relativa	[m/s]
Y	Trabalho específico	[J/kg]
y_i	Ordenada inferior do perfil	[adimensional]
$y_{máx}$	Espessura máxima	[mm]
$Y_{pá}$	Trabalho específico real	[J/kg]
y_s	Ordenada superior do perfil	[adimensional]
Δh	Altura de cavitação	[m]

Letras gregas

Símbolo	Descrição	Unidade
α	Ângulo do escoamento absoluto	[°]
α_1	Ângulo de entrada da palheta diretriz;	[°]
α_2	Ângulo de saída da palheta diretriz;	[°]
β	Ângulo de construção da pá	[°]
β_1	Ângulo de projeto na entrada	[°]
β_2	Ângulo de projeto na saída	[°]
β_∞	Ângulo de escoamento relativo	[°]
ε	Energia cinética turbulenta	[m ² /s ³]
η	Rendimento	[adimensional]
η_{al}	Rendimento de perdas por atrito lateral	[adimensional]
η_f	Rendimento de perdas por fuga	[adimensional]
η_h	Rendimento hidráulico	[adimensional]
η_{in}	Rendimento de perdas internas	[adimensional]
η_m	Rendimento mecânico	[adimensional]
μ	Coefficiente de viscosidade	[adimensional]
ρ	Massa específica	[kg/m ³]
σ_{th}	Coefficiente de cavitação	[adimensional]
χ	Grau de reação	[adimensional]
Ψ	Coefficiente de pressão	[adimensional]
ω	Frequência de passagem em estruturas turbulentas	[1/s]
δ	Ângulo de ataque	[°]
δ^*	Coefficiente de diâmetro	[adimensional]
Δ	Diferencial	[adimensional]

ζ	<i>Fator de escorregamento</i>	[adimensional]
θ	<i>Ângulo de espaçamento das pás</i>	[°]
λ	<i>Coefficiente de potência</i>	[adimensional]
π	<i>Número de Pi</i>	[adimensional]
σ	<i>Coefficiente de ligeireza</i>	[adimensional]
τ	<i>Tensor de tensão viscosa</i>	[adimensional]
τ_w	<i>Tensão cisalhante do fluido na parede</i>	[Pa]
φ	<i>Coefficiente de volume</i>	[adimensional]
ϑ	<i>Latitude local</i>	[°]
ϕ	<i>Coefficiente de vazão</i>	[adimensional]
\emptyset	<i>Ângulo de contato</i>	[°]

Subscrito

Símbolo	Descrição
4	<i>Entrada do rotor</i>
5	<i>Saída do rotor</i>
al	<i>Atrito lateral</i>
atm	<i>Atmosférico</i>
e	<i>Eixo</i>
en	<i>Entrada</i>
f	<i>Fuga</i>
h	<i>Hidráulica</i>
Hg	<i>Mercúrio</i>
i	<i>Internas</i>
sai	<i>Saída</i>

LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS

Sigla	Descrição
ABNT	<i>Associação Brasileira de Normas Técnicas</i>
BEN	<i>Balço Energético Nacional</i>
CFD	<i>Computational Fluid Dynamics</i>
CGH	<i>Central Geradora Hidrelétrica (até 5 [MW])</i>
DFC	<i>Dinâmica dos Fluidos Computacional</i>
DNS	<i>Direct Numerical Simulation</i>
EPE	<i>Empresa de Pesquisa Energética</i>
IEC	<i>International Electrotechnical Commission</i>
LES	<i>Large Eddy Simulation</i>
LHDC	<i>Laboratório Hidromecânico Didático-Científico</i>
LHEP	<i>Laboratório Hidromecânico para Engenharia de Produto</i>
LHPCH	<i>Laboratório Hidromecânico para Pequenas Centrais Hidrelétricas</i>
MFAx	<i>Máquina de Fluxo Axial</i>
MFH	<i>Máquinas de Fluxo Hidráulicas</i>
MFM	<i>Máquinas de Fluxo Motoras</i>
MG	<i>Minas Gerais</i>
MME	<i>Ministério de Minas e Energia</i>
NACA	<i>National Advisory Committee for Aeronautics</i>
P&D	<i>Pesquisa e Desenvolvimento</i>
PCH	<i>Pequena Central Hidrelétrica (entre 5 e 30 [MW])</i>
RANS	<i>Reynolds Averaged Navier-Stokes</i>
SST	<i>Shear Stress Transport</i>
UHE	<i>Usina hidrelétrica de Grande Porte (acima de 30 [MW])</i>
UNIFEI	<i>Universidade Federal de Itajubá</i>
WOS	<i>Web of Science</i>

SUMÁRIO

1. Introdução	1
1.1 Classificação e Características de Turbinas Hidráulicas	1
1.2 Máquinas Axiais	5
1.3 Motivação	9
1.4 Objetivos	11
1.4.1 Objetivo Geral	11
1.4.2 Objetivos Específicos	11
1.5 Estrutura do Trabalho	11
2. Revisão Bibliográfica e Fundamentos de Turbina Axial	13
2.1 Projeto e Seleção de Turbinas Axiais	13
2.2 Métodos Numéricos Aplicados ao escoamento	14
2.3 Ensaio em Laboratório	16
2.4 Instalações e Grandezas de Funcionamento	17
2.4.1 Perdas	20
2.4.2 Coeficientes Adimensionais Importantes	22
3. Metodologia Teórica-Experimental	24
3.1 Teoria Fundamental de Projeto	24
3.1.1 Estudo de Perfis	33
3.2 Projeto Preliminar	36
3.2.1 Ponto de Projeto	40
3.3 Numérico-computacional.....	46
3.3.1 Simulação em Sistemas Não Inerciais.....	47
3.3.2 Modelos de Turbulência	48
3.3.3 Malhas Computacionais	52
3.3.1 Lei de Parede	53
3.4 Análise Experimental.....	55
3.4.1 Equipamentos	57
3.4.2 Ensaio	59
4. Análise de Resultados.....	62
4.1 Simulação Numérica-computacional	62

4.1.1	Geometria e Malha.....	62
4.1.2	Montagem e Simulação.....	66
4.2	Ensaio Experimental.....	76
4.3	Análise Comparativa.....	77
5.	Conclusões.....	84
5.1	Sugestões para Trabalhos Futuros.....	85
	APÊNDICE A – Desenhos do Rotor e Distribuidor.....	86
	APÊNDICE B – Roteiro de Ensaio Experimental.....	87
	Condições Ambientais.....	92
	Definição.....	92
	APÊNDICE C – Metodologia de Cálculo pelo Cinta.....	93
	Referências bibliográficas.....	94

1. INTRODUÇÃO

No âmbito do estudo, projeto e abrangência da temática de geração de energia, inicia-se a dissertação com uma breve apresentação sobre as características de turbinas hidráulicas, definidas pela forma de classificação, rendimentos e campo de aplicação. Direcionando para o produto deste trabalho, será então apresentado os tipos de máquinas de fluxo axiais, com seus respectivos fatores de aplicação e desenvolvimento.

Além disso será discutido a motivação para o desenvolvimento do trabalho, visando explicar as questões de aproveitamentos hidráulicos, as oportunidades disponíveis na área, a importância do domínio tecnológico, além de uma discussão sobre o ambiente promissor que as universidades possuem para o desenvolvimento dessas tecnologias.

Por fim, será apresentado de forma concisa os objetivos do trabalho e a estrutura da dissertação, descrevendo o que será tratado em cada capítulo.

1.1 Classificação e Características de Turbinas Hidráulicas

Largamente utilizadas no Brasil e no mundo, as máquinas de fluxo, podendo ser subdivididas em máquinas hidráulicas e máquinas térmicas, usualmente projetadas dentro da modalidade como máquinas motoras para geração de energia, como é o caso das turbinas eólicas, hidráulicas e turbinas a gás e vapor, ou para funcionarem como máquinas geradoras, como bombas, ventiladores, sopradores e compressores. Estas modalidades podem também ser aplicadas em sistemas auxiliares aeronáuticos e marítimos.

Assim, dentro do escopo do que condiz às máquinas de fluxo, o presente trabalho apresentará as características referentes, com um enfoque maior em turbinas hidráulicas axiais.

Segundo Bran & Souza (1969) e Peng (2008), as turbinas hidráulicas são máquinas motoras, que extraem energia do fluido cujo princípio de operação está na mudança da quantidade de movimento do fluido operado. A mudança de quantidade de movimento está associada às variações de velocidade entre a entrada e saída do sistema diretor-rotor quantificada com base nos triângulos de velocidade.

Assim, segundo Germer (2013), as turbinas ou máquinas motoras podem ser classificadas como na Figura 1.1:

- Quanto ao tipo de transformação de energia operada, podem ser de ação ou de reação. As turbinas de ação mantêm a pressão estática constante no rotor enquanto as de reação possuem uma variação de pressão entre a entrada e saída do rotor.
- As turbinas de reação podem ser subclassificadas quanto à configuração do escoamento no rotor sendo; axiais (Straflo, Bulbo, Hélice e Kaplan), radiais e diagonais (Francis lenta, normal e rápida). Entretanto, as turbinas de ação são classificadas em relação à configuração do escoamento no rotor, como máquinas tangenciais (turbinas Pelton e Turgo) e transversais (Michell-Banki).

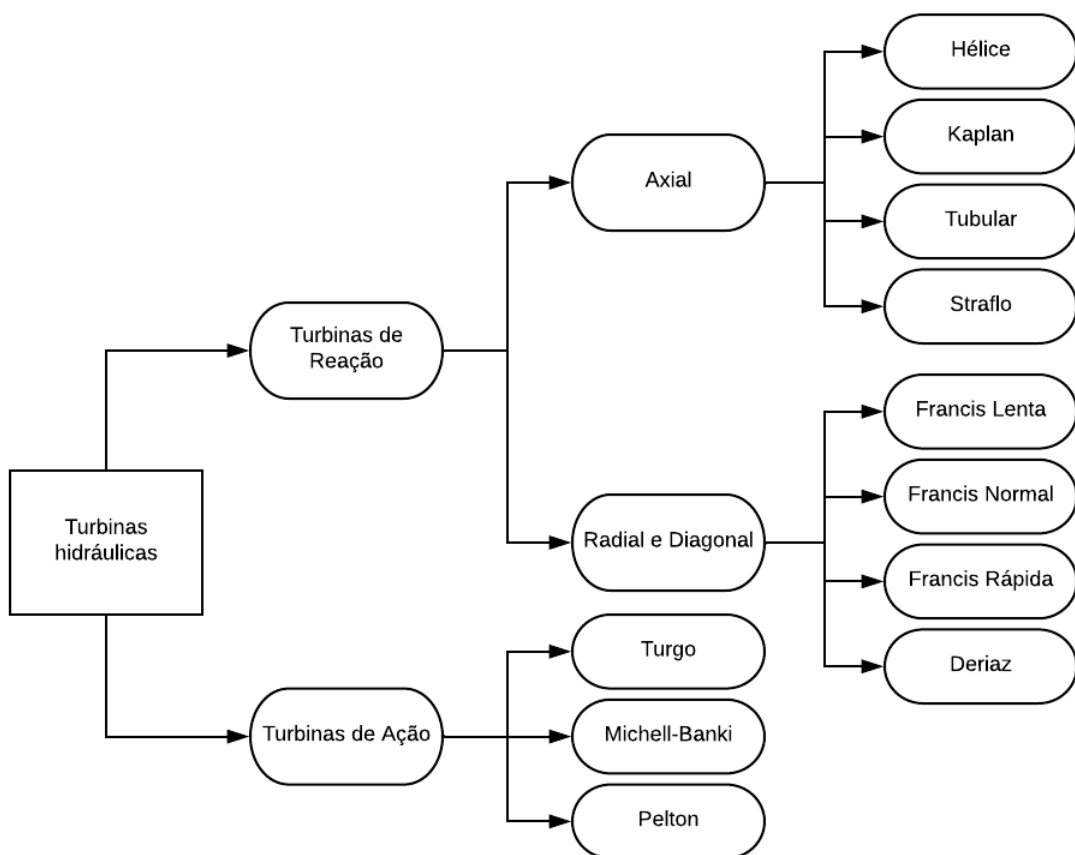


Figura 1.1: Classificação das turbinas hidráulicas.

Fonte: Adaptado de Germer (2013).

A escolha do tipo de máquina pode ser feita a partir da Figura 1.2, podendo ser vista pelas regiões limitadas pelas linhas que definem o tipo de máquina dentro um campo de aplicação. A seleção da máquina pode ser feita com base na altura, vazão e potência.

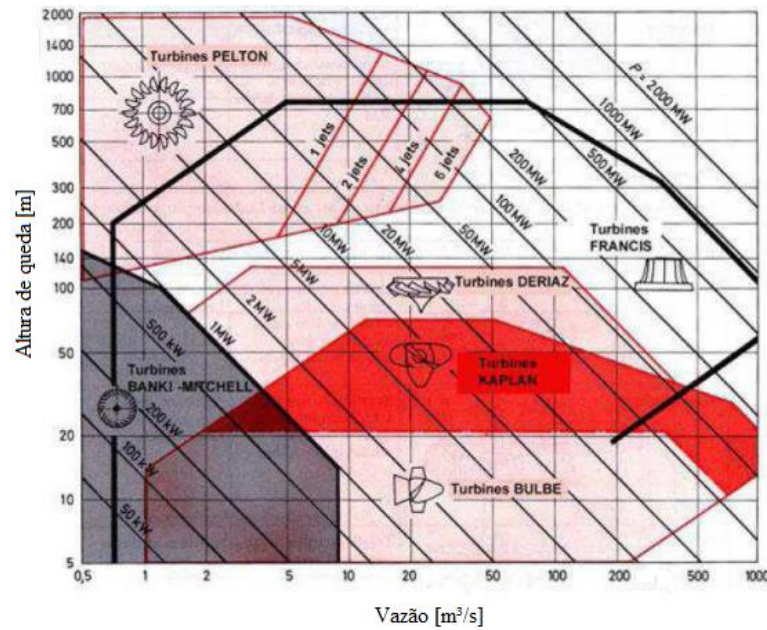


Figura 1.2: Aplicação dos tipos de turbinas.

Fonte: Adaptado de Moreira & Kakazu (2010)

Cada tipo de máquina possui uma característica e um comportamento distinto, sendo possível afirmar que as turbinas tipo Kaplan e Pelton, possuem grande faixa de operação sem grandes variações de rendimento, enquanto que as turbinas tipo Francis e Hélice, possuem também altos rendimentos, porém para faixas de vazões maiores. Tais comportamentos podem ser confirmados na Figura 1.3, que apresentam as curvas de eficiência para os diferentes tipos de máquinas hidráulicas em comparação com a relação de vazão, $Q/Q_{\text{máx}}$.

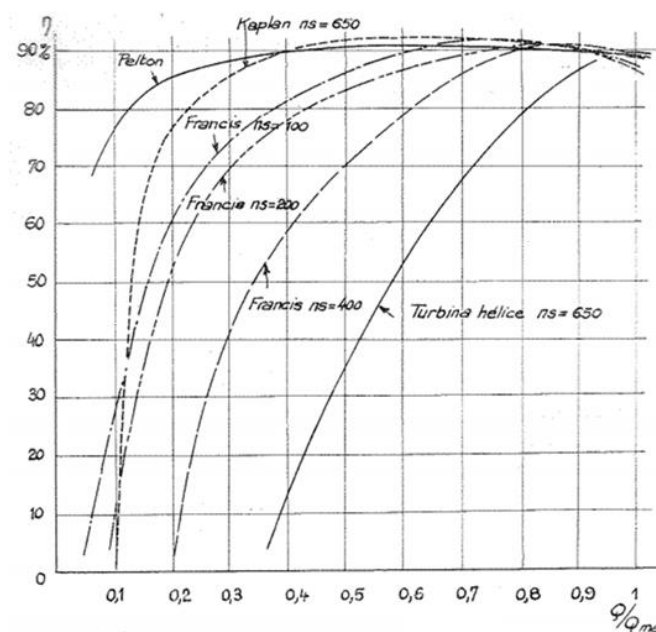


Figura 1.3: Comportamento de máquinas hidráulicas.

Fonte: Vivier (1966)

É possível, analisar o comportamento de uma turbina mantendo constante a rotação, com a variação da vazão, da pressão na entrada e, por consequência o rendimento. A Figura 1.4 apresenta a curva envoltória para uma turbina tipo Wells. Os dados alcançados criam um campo de curvas de rendimento em função da vazão, e a partir delas se desenvolve a curva envoltória em relação aos pontos de rendimento máximo.

No trabalho de Rodrigues (2019), foi realizado o estudo de uma turbina hidráulica tipo Wells, em que a rotação é fixada com variação das vazões e pressões de entrada, criando o campo com as curvas de rendimento. Na Figura 1.4, é possível analisar os resultados para rotações de 300 até 800 [rpm], e a partir das curvas de rendimento, é traçado (em preto) a envoltória de rendimento da máquina.

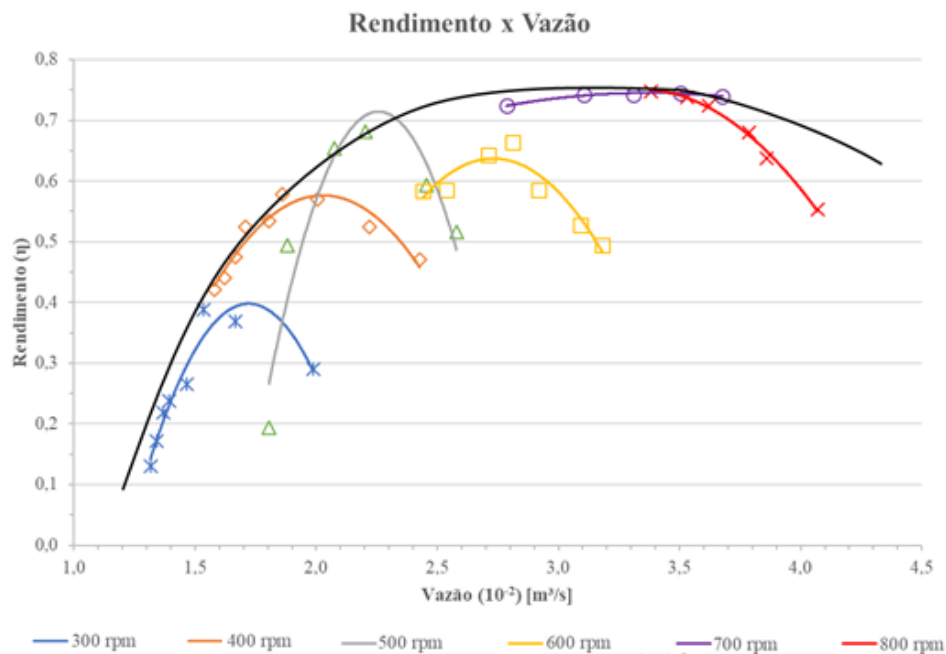


Figura 1.4: Envoltória de rendimento de máquina.

Fonte: Adaptado de Rodrigues (2019)

Uma outra maneira para caracterizar o comportamento das máquinas de fluxo é o diagrama de colina na forma de grandezas unitárias, em que além das variações de pressão, vazão e rotação, podem ser analisados os sistemas de regulação do sistema diretor e rotor, como mostra a Figura 1.5.

Assim, a Figura 1.5, mostra o diagrama de colina para uma turbina axial tipo Kaplan de dupla regulação. Nesta, observa-se a relação das vazões unitárias em função das rotações unitárias da máquina, além de aplicar as relações de ângulo de abertura e fechamento, tanto das

pás do rotor (apresentadas nas linhas do lado esquerdo) como das palhetas diretrizes do distribuidor (apresentadas nas linhas do lado direito).

Características Desse modo, o Diagrama de Colina (*Hill Chart*), apresenta níveis de rendimento da máquina de fluxo, baseando-se em uma carta topográfica. As relações unitárias caracterizam as máquinas pelo método das semelhanças, de modo que, é considerado um fator como o diâmetro e altura de queda iguais a 1 [m], e outros fatores com suas grandezas originais. Assim, se uma máquina for semelhante a apresentada no diagrama, é possível encontrar por meio do Diagrama de Colina, os dados de projeto.

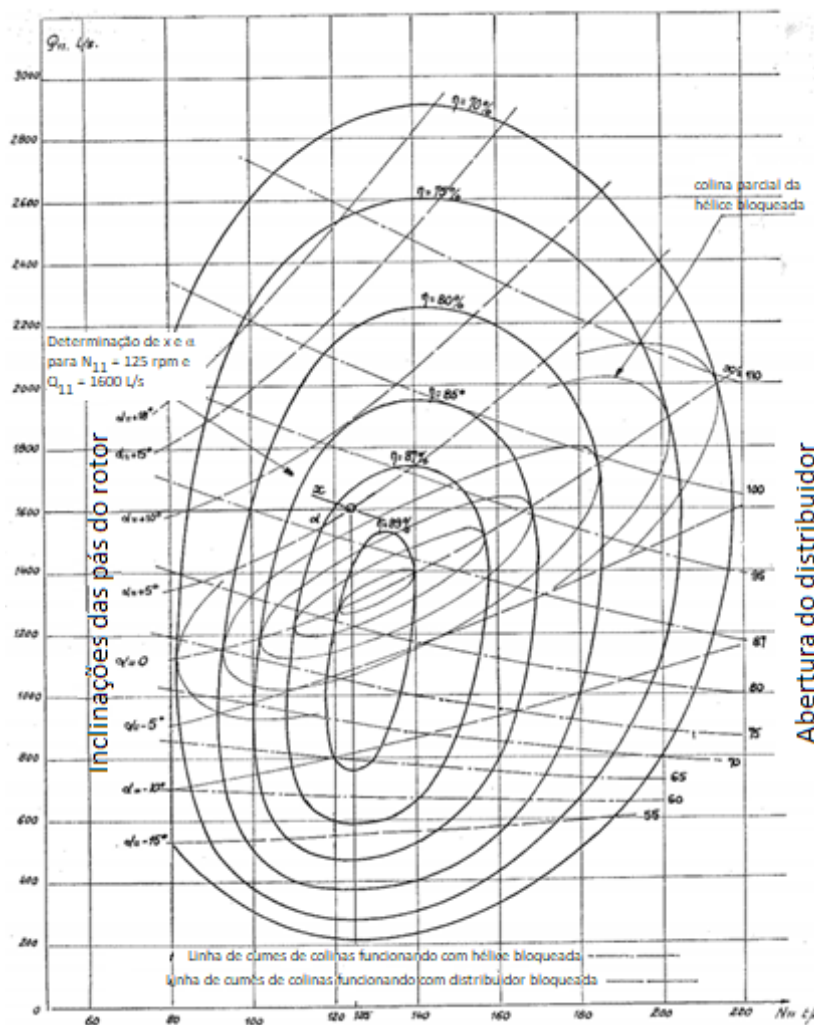


Figura 1.5: Campo básico de funcionamento de uma turbina Kaplan.

Fonte: Vivier (1966)

1.2 Máquinas Axiais

Em se relacionando às máquinas de fluxo, há uma série de fatores que permitem classificar as máquinas, podendo ser quanto ao tipo de transformação de energia ou quanto ao

tipo de escoamento, por exemplo. Para as máquinas de fluxo axiais ou turbinas axiais a classificação é demonstrada pelas trajetórias das setas em vermelho, na Figura 1.6.

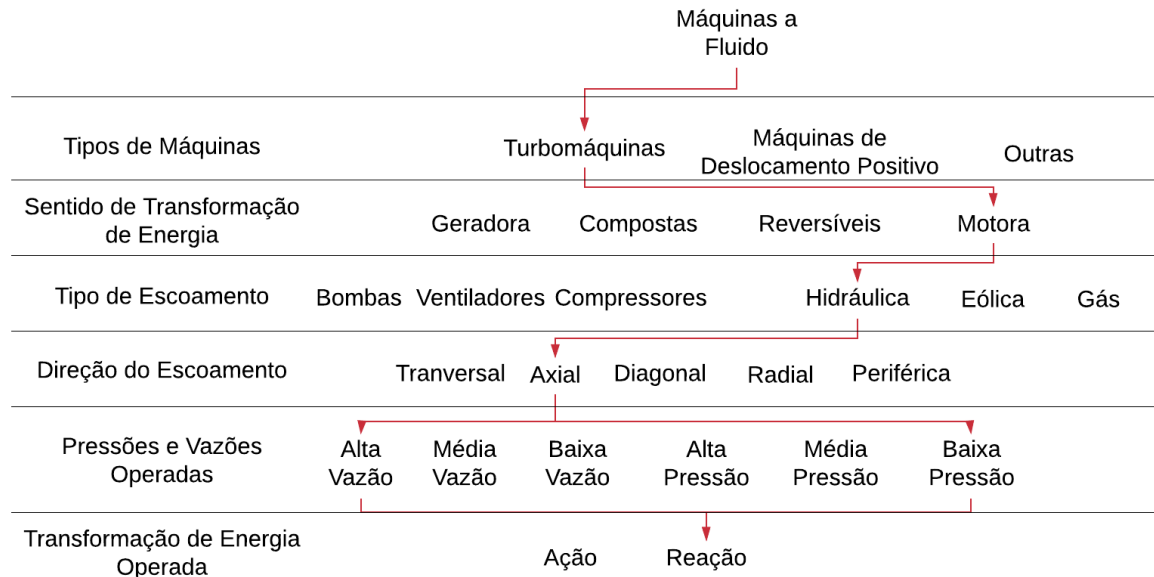


Figura 1.6: Classificação das máquinas de fluxo.

Fonte: Adaptado de Peng (2008)

Assim é possível apresentar os exemplos de turbinas hidráulicas axiais existentes como as turbinas do tipo Hélice, tipo Kaplan, tipo Tubular, tipo Bulbo e tipo Straflo.

- **Turbina Hélice**

Sendo utilizadas para baixas quedas e altas vazões, as turbinas hidráulicas tipo Hélice (*Propeller*) tiveram sua origem de utilização em sistemas hidráulicos no início do século XX. A máquina possui um rotor em forma de hélice de propulsão, sem sistema de regulagem no ângulo de montagem no rotor.



Figura 1.7: Ilustração de um rotor hélice.

Fonte: Termotech (2019)

- **Turbina Kaplan**

Diferentemente das Turbinas tipo Hélice, as Kaplan têm sistema de dupla regulagem, tanto no sistema diretor como no rotor, de forma a ter o maior rendimento dentro de uma maior faixa de vazões.

Assim, um exemplo de máquina Kaplan disponível no Brasil é a pertencente a Usina Hidrelétrica (UHE) de Jupuíá, mostrada na Figura 1.8.



Figura 1.8: Turbina Kaplan da Usina de Jupuíá

Fonte: PowerTec Services (2020)

- **Turbina Tubular**

Mantendo a metodologia de aperfeiçoamento das máquinas axiais, as turbinas Tubulares foram desenvolvidas, a partir do uso de turbinas Hélice e Kaplan, para operarem em sistemas com desnível reduzido. Assim, a aplicação desses conjuntos torna-se específicos apenas para esses casos.

Dessa maneira, nas turbinas tubulares, o distribuidor de pás fixas ou móveis (Hélice ou Kaplan, respectivamente) é posto em um tubo para o escoamento da água, com eixo horizontal ou inclinado, acionando um alternador colocado externamente ao tubo, conforme apresentado na Figura 1.9.

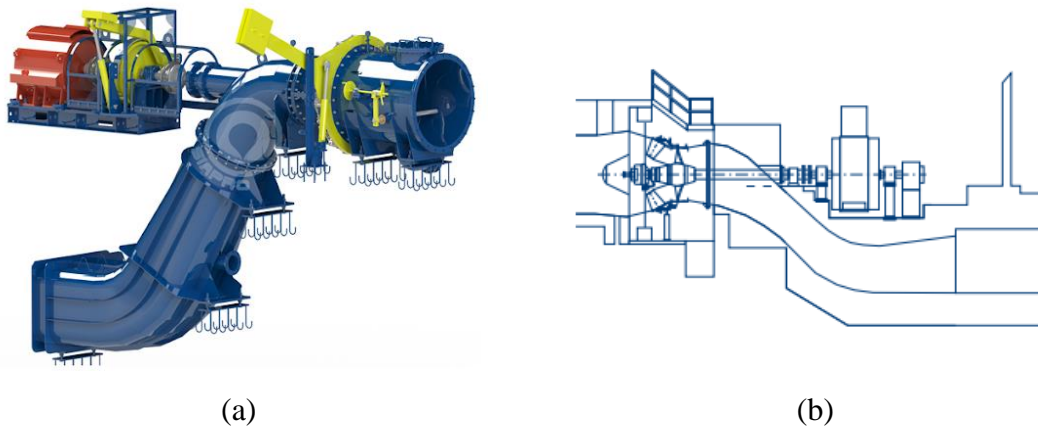


Figura 1.9: Arranjo de Turbina Tubular (Tipo 'S').

Fonte: (a) SIAPRO (2015) (b) Voith (2019)

- **Turbina Bulbo**

As turbinas Bulbo, consideradas como a evolução das turbinas Tubulares, apresentam, como as Kaplan, pás reguláveis além de um bulbo instalado no tubo de adução (Figura 1.10). Nesse bulbo, pode existir simplesmente um sistema de engrenagens para transmissão do movimento ao eixo ou alternador, como também o próprio gerador elétrico.

Nas Turbinas Bulbo, não é necessário o uso do trecho vertical do tubo de sucção, como nas Turbinas Tubulares. Além disso, outro ponto de evolução desse tipo de turbina encontra-se no fato da máquina ocupar um espaço menor na planta geradora, podendo absorver uma descarga maior de água, proporcionando um aumento na potência.

A grande dificuldade do uso dessas máquinas, encontra-se na obrigação da construção de alternadores de pequenos diâmetros que acarretam em problemas de resfriamento para o gerador e aumento no custo do material para eixos e mancais.

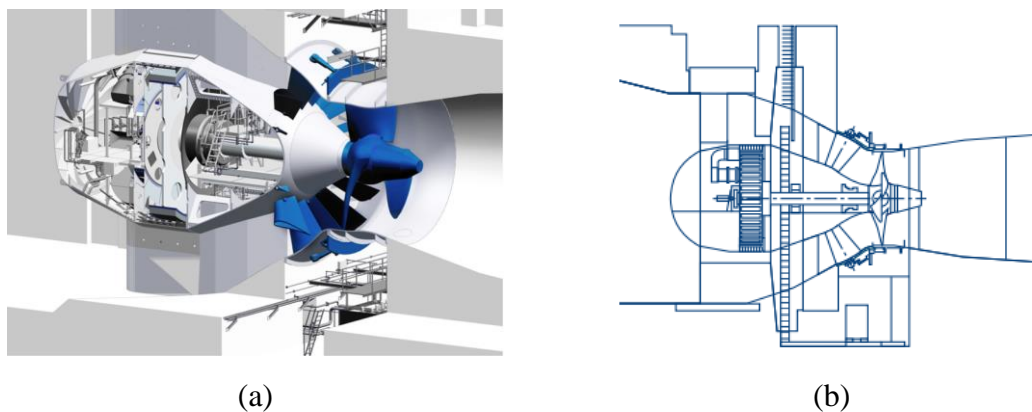


Figura 1.10: Turbina bulbo em (a) vista tridimensional e (b) esquema de instalação.

Fonte: Voith (2019)

- **Turbina Straflo**

Análogo às turbinas Bulbo, e visando aperfeiçoar as problemáticas do gerador presentes no caso anterior, desenvolveu-se as Turbinas Straflo que possuem o alternador construído nas periferias das pás do rotor (Figura 1.11). Assim, colocando um anel articulado nas pontas das pás da hélice, a Turbina Straflo evita a necessidade de montagem de um sistema de engrenagens e eixo para geração, aproveitando o próprio movimento das pás para gerar a energia pelo alternador externo.

Em consequência dessa decisão, essas turbinas possuem uma limitação de uso para quedas que podem chegar até 50 metros, além disso, podem alcançar um diâmetro externo máximo de até 10 metros.

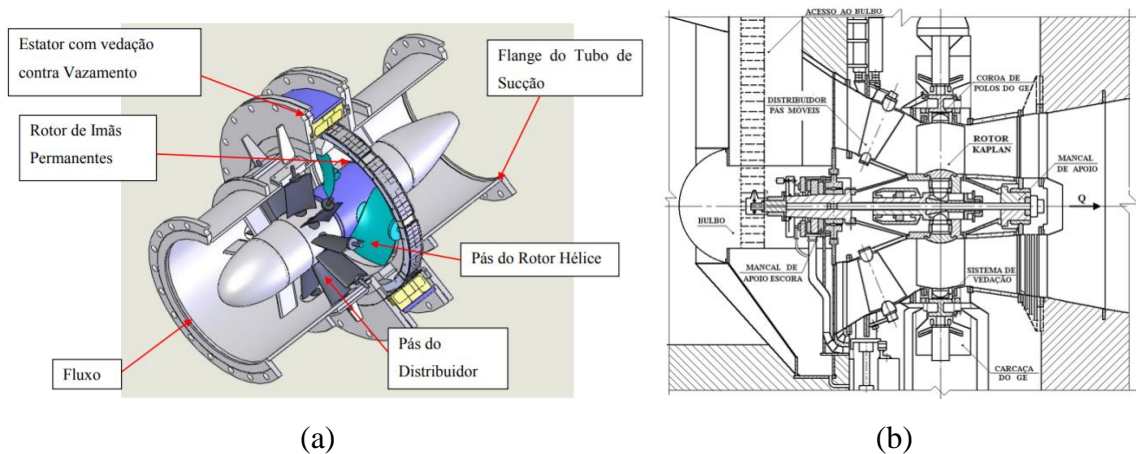


Figura 1.11: Esquema de turbina Straflo.

Fonte: (a) Amaral Junior (2014), (b) Souza (1999)

1.3 Motivação

Na contramão do mundo, o Brasil mantém uma oferta energética que se baseia nas usinas hidrelétricas, em outras palavras, mantém uma base sólida no uso de energias consideradas renováveis no setor elétrico nacional. Segundo dados do Balanço Energético Nacional (BEN), publicado pela Empresa de Pesquisa Energética (EPE, 2017), atualmente o Brasil utiliza como principal matriz a energia hidráulica, equivalente a 68,1%, contando também com um aumento de percentual de outras fontes como eólica e solar.

Ainda assim, de acordo com dados do Ministério de Minas e Energia (MME, 2012), o Brasil possui, entre potencial em operação e aproveitamentos, incluídos no Plano Decenal de Energia 2020, 131 GW de potência gerada, enquanto que o potencial hidrelétrico total disponível, passível de ser viabilizado no território nacional, é de 248,9 GW. Isso mostra que, mesmo com uma matriz majoritariamente hidráulica, o Brasil possui ainda uma grande

possibilidade de crescimento dentro do potencial disponível (117,9 GW).

De forma a aproveitar todo o potencial à disposição, o Brasil possui em seu território, empresas multinacionais e centros universitários de pesquisa buscando cotidianamente desenvolver novas metodologias para projeto e modelagem de máquinas hidráulicas, além do estudo de escoamentos e métodos computacionais, para máquinas que funcionem na geografia e potenciais locais. Dessa forma, ter *know-how* para atender às necessidades nacionais, torna-se um diferencial de cada instituição, permitindo um aumento de demanda de projetos e retenção do domínio tecnológico, sem a necessidade de apoios externos.

Portanto, manter esse tipo de estudo dentro de centros de pesquisa, como as universidades, permite difundir o conhecimento dentro de um ambiente propício para tal. Essa difusão pode ser feita em formato de artigos técnicos, relatórios e projetos de pesquisa e desenvolvimento (P&D), além de permitir, dentro das necessidades de comércio locais, a prestação de serviços na área.

Então, no presente trabalho, visando manter essa motivação, será realizado o projeto preliminar com base na literatura clássica, com restrições operacionais do banco de ensaios disponível no laboratório didático-experimental no LHPCH da UNIFEI, para máquina axial. O conjunto distribuidor-rotor serão fabricados em impressora tridimensional, com base no projeto preliminar.

No projeto definitivo que dá início ao processo de *cabeça de série*, estão integradas áreas interdisciplinares, em que atuam de forma independente no início do projeto, e que devem ser satisfeitas obedecendo todas as normas de engenharia. No que se refere ao projeto de máquinas de fluxo, devem ser realizadas as seguintes etapas: projeto preliminar, análise numérica local e global do campo de escoamento, fabricação do modelo reduzido e análise experimental do comportamento no banco de ensaios. Esta análise permite validar o modelo numérico e corrigir a metodologia de cálculo preliminar com objetivo de estar mais próximo do experimental e numérico

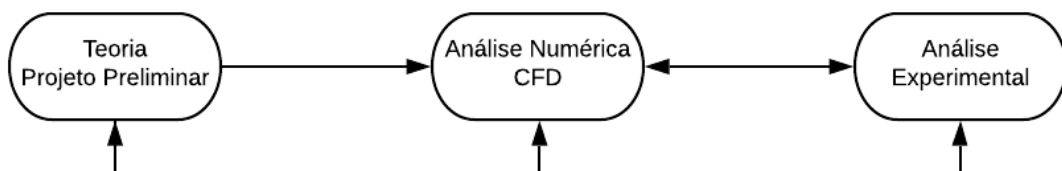


Figura 1.12: Relações entre o projeto, análise numérica e o ensaio laboratorial

1.4 Objetivos

Para a dissertação foram elaborados objetivos, de forma a direcionar o trabalho. Assim, os objetivos foram distribuídos em geral e específicos mostrados a seguir.

1.4.1 Objetivo Geral

O principal objetivo desse trabalho é o projeto preliminar de uma turbina axial tipo hélice com base nas teorias da asa de sustentação, de grade linear, vórtice potencial e equilíbrio radial, obtendo as curvas características pelo método numérico e a validação por meio da realização de ensaios experimentais no laboratório didático-experimental no LHPCH da UNIFEI.

1.4.2 Objetivos Específicos

- Projetar o sistema diretor-rotor dentro dos limites operacionais do laboratório aplicando as teorias;
- Determinação de critérios que evitem efeito da cavitação;
- Análise numérica (CFD) do projeto preliminar para construção das curvas características;
- Fabricação do conjunto rotor e sistema diretor em prototipagem;
- Adequação mecânica do banco de ensaios para a obtenção das curvas características e validação dos resultados numéricos.

1.5 Estrutura do Trabalho

Inicialmente, o Capítulo 1 apresenta uma introdução do tema, apresentando os conceitos de turbinas de fluxo axial. Além disso, é apresentada a motivação, os objetivos gerais e específicos a serem alcançados, e finalmente a estrutura do trabalho para proporcionar uma visão geral do que foi realizado.

Posteriormente, o Capítulo 2 apresenta uma revisão bibliográfica das temáticas que serão desenvolvidas no trabalho. Para isso, utilizaram-se diversas bases de dados de busca como: ISI *Web of Science* (WOS) da *Thomson Reuters*, *Scopus* e *Science Direct* da *Elsevier Science*. Além disso, abordará a fundamentação teórica para o desenvolvimento do trabalho, apresentando as equações fundamentais aplicadas às máquinas de fluxo e coeficientes adimensionais importantes para o projeto.

No Capítulo 3, serão apresentadas as metodologias utilizadas para o projeto, para os métodos computacionais de modelagem e análise, e os métodos para a análise experimental.

A apresentação e discussão dos resultados, serão mostrados no Capítulo 4, no qual serão expostos os resultados tanto computacionais quanto experimentais, com base nas curvas de funcionamento e campos de rendimento.

Por fim, no Capítulo 5, serão apresentadas as conclusões e sugestões para aplicação em trabalhos futuros.

Os apêndices terão como base apresentar os roteiros de ensaio, desenhos técnicos do conjunto distribuidor-rotor e informações adicionais.

2. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA E FUNDAMENTOS DE TURBINA AXIAL

Neste capítulo foi realizado a revisão bibliográfica com o propósito de fundamentar a dissertação, baseando-se em artigos acadêmicos e literaturas consideradas clássicas. Assim, é apresentado um estudo com relação ao projeto, seleção de turbinas, métodos numéricos para estudo de escoamento, otimização e ensaios experimentais com modelos *prototipados*.

2.1 Projeto e Seleção de Turbinas Axiais

No que condiz ao tema de projeto e seleção de turbinas, serão apresentados trabalhos abordando teorias utilizadas para o projeto de máquinas hidráulicas. Além disso, serão apresentadas análises quantitativas e qualitativas introduzindo o uso de metodologias computacionais para análises e otimização de projetos.

Os cálculos-base para o projeto de máquinas hidráulicas, sendo elas do tipo Kaplan e Hélice segundo Bran & Souza (1969) apresentam formas de projeto baseadas nas teorias da asa de sustentação, de grades lineares, equilíbrio radial e vórtice potencial (PFLEIDERER & PETERMANN, 1979). No que se refere à teoria da sustentação, desenvolvida para uma pá isolada, é utilizado grades representativas de rotores axiais com número infinito de pás para bombas, ventiladores e turbinas hidráulicas. Em relação ao vórtice potencial, e a equação de equilíbrio radial, são consideradas distribuições constantes ao longo da pá, da velocidade meridional e do trabalho específico, fundamentando as teorias.

Em Macintyre (1983), é apresentado também as teorias de vórtice potencial e asa de sustentação, porém com um nível de detalhamento menor. Entretanto, a literatura apresenta de forma simplificada as etapas para o projeto de turbinas Pelton, Francis e Axiais, além da Bulbo, Tubulares e Straflo.

Albuquerque *et. al.* (2007) apresentou uma metodologia computacional de baixo custo visando a otimização de projeto conceitual de turbinas hidráulicas tipo axial. Em seu trabalho o modelo de fluxo fora da grade é considerado axissimétrico, estável e com superfícies de fluxo cilíndricas e o fluxo nas seções transversais atrás do distribuidor e atrás do rotor é tratado por meio da equação de equilíbrio radial simplificada. Nesse. duas técnicas de otimização foram aplicadas: uma programação quadrática sequencial padrão e um algoritmo de busca aleatória controlada. Um exemplo de aplicação é apresentado e discutido para a otimização de um modelo de turbina real e a solução ideal é comparada com o projeto original da turbina,

mostrando melhorias de desempenho.

No trabalho de Alexander *et. al.* (2009) foi apresentada a concepção de quatro diferentes turbinas hidráulicas tipo hélice para micro geração, com alturas 4 e 9 metros, tendo como foco principal fornecer opções para uma comunidade carente, visando baixo custo e facilidade na fabricação. O intuito do projeto foi analisar os dados de velocidade em função de dados de potência, vazão e alturas de quedas, além do conceito do projeto de pás circundando o cubo da máquina. Seguindo os passos de análise de triângulo de velocidades e considerando os ângulos de ataque, previu-se a construção da pá. Sobre um estudo de caso de turbina, os autores retiraram dos projetos as palhetas diretrizes tanto quanto as aletas guias. Dessa forma os resultados alcançados mostraram uma redução de rendimento das máquinas. O desenho das pás apresenta praticidade, sendo de fácil construção e o maior custo se encontra na baixa potência devido à baixa altura de queda.

Na tese de Amaral Junior (2014), é abordado uma metodologia de projeto de turbina axial para micro aproveitamentos hidráulicos, enfatizando a variação dos perfis do rotor e distribuidor em diferentes posições radiais, apresentando os resultados numéricos através do método dos painéis (*quase-tridimensional*) com base na técnica de Martensen.

No trabalho de Oliveira (2014), foi projetado um rotor axial de bomba com folga de topo. Foram aplicadas técnicas de empilhamento, chamados de *sweep* e *dihedral*, com objetivo de reduzir as perdas na folga de topo. As variações dos efeitos *sweep* e *dihedral*, foram realizados por meio de um algoritmo de otimização, CRSA (*Controlled Random Search Algorithm*) de forma a encontrar a geometria ótima com maior rendimento hidráulico.

2.2 Métodos Numéricos Aplicados ao escoamento

Atualmente, os métodos numérico-computacionais são de extrema necessidade na análise do projeto de turbomáquinas, considerando o cálculo hidrodinâmico local com o cálculo estrutural para diversas condições de operação, de forma a identificar os gradientes de velocidade, pressão e turbulência associados aos canais hidrodinâmicos dos sistemas inerciais e não inerciais (estator e rotor), de forma a otimizar a hidrodinâmica do rotor resultando em projetos de alto rendimento.

A solução numérica, mesmo sendo uma metodologia “*confiável*”, deve ser validada por meio de experimentos laboratoriais em bancadas de ensaios certificados para modelos reduzidos.

Sobre a utilização dos métodos numéricos, a literatura está focada no uso da Dinâmica dos Fluidos Computacional (DFC), com base na técnica dos volumes finitos, sendo as equações

de conservação (massa e quantidade de movimento) transformadas em sistemas algébricos a serem resolvidas iterativamente.

Versteeg & Malalasekera (1995) apresentam de forma didática os fundamentos teóricos e numéricos do método de volumes finitos, destacando os princípios de conservação na forma diferencial, fundamentos dos modelos de turbulência clássicos, esquemas numéricos de solução e de acoplamento entre o campo de pressão e velocidade. Além disso, a literatura apresenta a definição e caracterização dos modelos de turbulência $k-\varepsilon$, $k-\omega$ e $k-\omega$ SST (MENTER, 1994), apresentando suas equações e particularidades.

Segundo Anderson (1995), além de apresentar as equações de conservação da dinâmica de fluidos, considerando escoamento compressível, apresenta como solução numérica o método de elementos finitos e diferenças finitas destacando as vantagens e desvantagens do método.

Ferro et. al. (2011) projetaram uma mini turbina hidráulica usando um método quase tridimensional, de maneira que o escoamento meridional foi calculado usando método de curvatura aerodinâmica, e o escoamento na pá foi calculado por meio do método das singularidades de Hess & Smith (1967). Nesse foi feito o projeto, fabricação e testes experimentais para análise de resultados, com uso do FLUENT® com malhas não estruturadas. Os resultados numéricos mostraram concordância com os valores numéricos e os resultados experimentais.

O uso de turbinas que operam em condições de baixa-queda (entre 5 e 70 [m]), são consideradas convencionais, porém para alturas de queda abaixo de 5 [m], a tecnologia ainda está sendo desenvolvida conforme descreve Botan *et. al.* (2016). Máquinas para esse porte possuem fácil manutenção e geram viabilidade econômica, pois não precisam de grandes obras civis, podendo beneficiar propriedades rurais e comunidades isoladas. Utilizando métodos numéricos, o trabalho apresentou uma eficiência máxima da máquina de 91% para rotação de 650 [rpm]. Os autores concordaram que os resultados, para uma máquina de ultrabaixa queda, foram satisfatórios.

Além disso, Botan (2019) também apresentou em sua tese uma metodologia de otimização para o incremento da eficiência hidráulica de um protótipo de turbina de queda ultrabaixa, através da modificação geométrica do tubo de sucção, com base no coeficiente de recuperação de pressão. Para isso foi utilizado uma abordagem no plano meridional, utilizando o *software* Fluent® integrado com algoritmos de otimização estocástico MOSA (*Multi-Objective Simulated Annealing*). Como resultado, houve um incremento de 2% na eficiência da turbina hidráulica, validando a metodologia aplicada.

2.3 Ensaio em Laboratório

Neste tópico, os estudos serão focados em apresentar as normas técnicas fundamentadas por associações nacionais e internacionais, ao qual são padronizados os ensaios de modelos de máquinas hidráulicas, além de alguns trabalhos experimentais de turbinas axiais tipo hélice.

Afim de seguir as normas internacionais, a IEC 60193 (1999) relacionada a testes de modelo, apresenta os termos e unidades, assim como a natureza relacionada ao rendimento hidráulico que se baseia em operações com níveis de água no reservatório, vazão e perdas de energia. Além disso, apresenta a normativa para a execução dos testes como os requisitos para a bancada e modelo, verificação dimensional de modelo, propriedades físicas dos materiais para correção, e aplicação de métodos de medição para o rendimento hidráulico, como vazão, pressão, nível de água, potência de eixo, velocidade rotacional e análise de erro. Apresenta também os métodos de medição e aquisição de resultados para dados adicionais como: flutuações na medição da pressão, da potência de eixo e do impulso radial e axial (estado estacionário de forças e momentos agindo sobre o rotor).

Prasad *et. al.* (2009) realizou a análise CFD de uma turbina axial para diferentes parâmetros de escoamento, como o coeficiente de pressão, coeficiente de velocidade, grau de reação, coeficiente de arrasto, altura de queda e eficiência hidráulica. Tais parâmetros foram usados devido ao ensaio experimental de modelo feito, de forma que os resultados globais de rendimento se assemelhavam.

Fazendo uma investigação experimental da influência de parâmetros como perfis, altura da pá (relação de cubo) e número de pás, para projeto de turbinas axiais de baixa queda, Singh & Nestmann (2011) apresentaram um modelo teórico propondo uma discussão da funcionalidade dos parâmetros geométricos de desempenho do rotor, estabelecendo relações físicas entre os parâmetros de altura de pá, número de pás e de rendimento. O trabalho mostra que o aumento no número de pás, provoca uma diminuição do rendimento do rotor devido à mudança do vetor de velocidade relativo na saída do rotor. Por outro lado, a redução da altura da pá reduz drasticamente o coeficiente de perda do rotor, mas isso não resultou em grandes ganhos de desempenho. Assim concluíram que a influência do número de pás do rotor é mais influente do que a relação de altura.

O trabalho de Botan (2014) propôs um modelo de turbina axial de fluxo reversível para aproveitamento da energia potencial das marés. A dissertação apresentou uma inovação tecnológica, sendo realizadas análises computacionais utilizando dinâmica dos fluidos computacional e ensaios laboratoriais; sendo projetado, *prototipado* e ensaiado um modelo da

turbina em bancada de testes. Como conclusão, o autor obteve resultados satisfatórios, alcançando eficiência de 63% da máquina ensaiada experimentalmente e computacionalmente.

Pela ABNT, a NBR 6412 (2016), estabelece a metodologia para preparação e execução de ensaios, em laboratórios ou bancadas de teste, para recepção de modelos de turbinas hidráulicas, bem como a forma de analisar os resultados obtidos, a fim de que os desempenhos, tanto do modelo como do protótipo correspondente, possam ser semelhantes.

Segundo Vagnoni *et. al.* (2018) foi desenvolvido um conceito de microturbina com rotores de contra rotação, para recuperação de energia em válvulas redutoras de pressão. O rendimento hidráulico da microturbina foi avaliado pela análise do momento angular aplicado às seções transversais. Para esta análise, foi realizado uma campanha experimental envolvendo Velocimetria Doppler a Laser 2D (LDV) realizada para medir o campo de velocidade do escoamento nas seções de entrada e saída da máquina. Devido a limitações, no mesmo foi utilizado métodos numéricos para concluir os perfis de velocidade. Aliados, o método numérico e experimental, confirmaram a condição operacional, porém ainda suportam melhorias nas pás.

Nishi *et. al.* (2019) otimizou as pás de uma turbina ultra pequena, usando o método de uniformização do escoamento axial que aplica uma variação de três parâmetro dimensionais (ângulo da pá e comprimento da corda para cada posição radial), melhorando o rendimento. Com isso foi feito ensaio em bancada de testes para o modelo original e otimizado, porém como o sistema é muito pequeno, não foi possível fazer a análise do escoamento, de forma que foi necessário o uso de métodos CFD. O modelo otimizado apresentou aumento no diâmetro do rotor, reduzindo a folga de topo, e por consequência as perdas, tendo um aumento no rendimento da máquina.

2.4 Instalações e Grandezas de Funcionamento

Neste item, será feita a descrição dos conceitos fundamentais da equação da energia aplicada em sistemas de geração hidráulica (usinas hidrelétricas), grandezas de funcionamento, perdas, rendimentos e coeficientes importantes para o dimensionamento da turbina.

As máquinas de fluxo do tipo motora (MFM), extraem energia do fluido, transformando a energia potencial em cinética e, por conseguinte em trabalho mecânico. Esta transformação deve ser feita de forma mais eficiente possível, isto é, reduzindo as perdas hidráulicas e mecânicas. A energia cinética é dada pela mudança da quantidade de movimento no escoamento no interior do rotor.

No caso das MFM, têm disponível o fluxo de massa e o trabalho específico com base na altura de queda líquida, sendo então definida a potência hidráulica (P_h).

$$\dot{m} = \rho Q \quad (2.1)$$

$$Y = g H = \frac{\Delta p}{\rho} \quad (2.2)$$

Sendo:

ρ : massa específica;

Q : vazão volumétrica;

g : aceleração da gravidade;

Δp : diferença de pressões;

H : altura de queda líquida.

Y : trabalho específico.

Conceitualmente, a equação de energia pode ser aplicada em diferentes disposições de geração de energia hidráulica, como na Figura 2.1. Para a turbina de eixo horizontal (Figura 2.1a) com reservatórios abertos tanto a montante como a jusante da máquina, a relação da pressão relativa é nula, resultando em uma altura de queda baseada no diferencial de energia potencial e energia cinética disponível na entrada e na saída.

Para a turbina de eixo vertical (Figura 2.1b) difere a entrada da máquina, composta pela tubulação de alta pressão na qual, a relação de pressão relativa não pode ser desconsiderada na entrada, apenas na saída por possuir o reservatório aberto. Assim, na equação de energia apresentada contém as relações de energia potencial e energia cinética, além da pressão relativa na entrada da máquina.

Portanto, para instalações hidráulicas como apresentado na Figura 2.1c é de se esperar que ocorram perdas no sistema, como perdas de carga distribuídas e localizadas, porém com a equação da energia, a relação da energia na turbina deve ser igual a relação da energia entre as cotas do reservatório a montante (z_{am}) e a jusante (z_{av}), complementado com a adição de perdas entre a montante e entrada da turbina ($perdas_{am}$), além das perdas entre a saída e a jusante ($perdas_{av}$). Desse modo, se determina a altura de queda líquida no sistema pela Eq. (2.3).

$$H \cong H_{br} - (perdas_{am} + perdas_{az}) \quad (2.3)$$

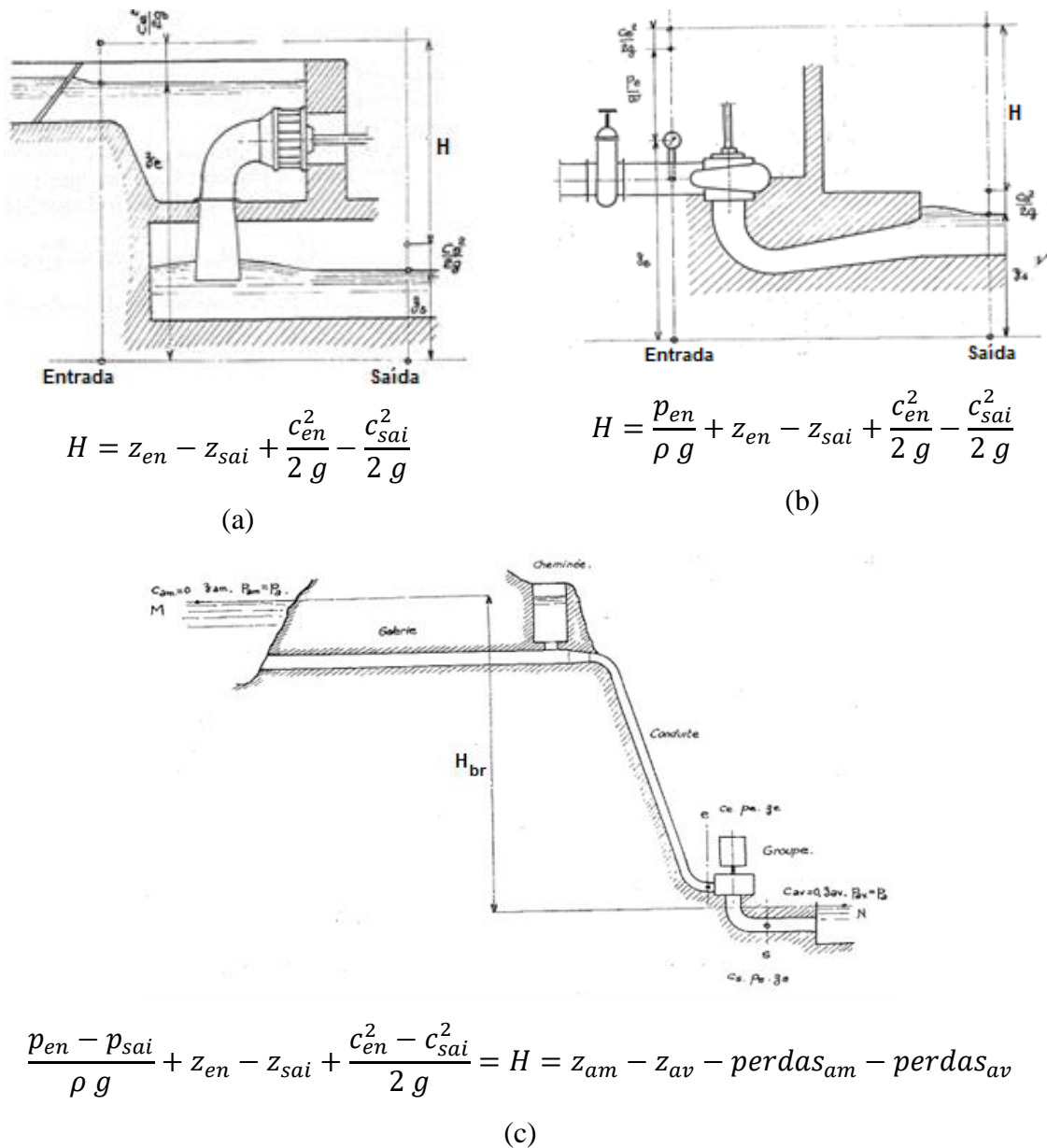


Figura 2.1: Instalações para o cálculo da Equação de Energia.

Assim, a potência hidráulica é estabelecida com a relação das Eqs. (2.1) e (2.2), sendo que a altura utilizada é a da Eq. (2.3):

$$P_h = \dot{m} Y = \rho Q g H \tag{2.4}$$

Desse modo, é possível que seja feito o cálculo do rendimento da máquina de fluxo, utilizando a Eq. (2.5).

$$\eta = \frac{P_e}{P_h} \tag{2.5}$$

Em se tratando da configuração de escoamento do rotor, tal como a geometria, uma grandeza de suma importância para o estudo é a rotação específica, determinada por meio de valores relacionados as condições de operação.

Quando referente a vazão, a rotação específica (n_{qA}) utiliza as grandezas de rotação, vazão e trabalho específico (Eq. (2.6)), enquanto que, quando referente a potência, a rotação específica (n_{st}) utiliza as grandezas de rotação, potência de eixo e altura de queda líquida (Eq. (2.7)).

$$n_{qA} = \frac{n}{60} \frac{Q^{0,5}}{Y^{0,75}} 1000 \quad (2.6)$$

$$n_{st} = n \frac{\left(\frac{P_e}{\rho}\right)^{0,5}}{(gH)^{1,25}} \quad (2.7)$$

Sendo:

n_{qA} : rotação específica referente a vazão;

n_{st} : rotação específica referente a potência;

n : rotação;

Q : vazão volumétrica;

H : altura de queda líquida;

P_e : potência de eixo;

Y : trabalho específico.

2.4.1 Perdas

Em geral, a literatura sobre turbinas hidráulicas prioriza mais as etapas de projeto, como o rotor, do que alguns componentes diretamente conectados ao desempenho hidrodinâmico da turbina, e se limitam a classificar as diversas perdas e rendimentos, como os livros de Daugherty (1920), Escher (1921) e Belluzzo (1922).

As turbinas hidráulicas visam converter a potência hidráulica em potência de eixo, buscando sempre um maior rendimento possível, ou as melhores características de desempenho. Por sua vez, a conversão de energia ocasiona em perdas, classificadas como internas e externas.

As perdas internas causam uma interferência na energia do escoamento, trazendo uma diminuição da diferença de pressão total, aumentando relativamente a entropia às condições iniciais de escoamento. Portanto as perdas internas, definidas por dissipar a energia do conjunto são definidas, para o trabalho, como perdas por escoamento, perdas por fuga e perdas por atrito lateral.

As perdas por escoamento ocorrem durante toda a passagem do fluido pela máquina, de modo que podem ser definidas como: perdas por atrito viscoso, perdas por descolamentos das camadas limites, perdas de mistura, perdas por escoamento secundário e perdas por choque na entrada do estator e do rotor, e perdas devido à curvatura (UEDA; KUBOTA; KIMOTO, 1980). Nos trabalhos de Pfleiderer (1979) e Granja Jiménez (2004) apresentam correlações experimentais e semiempíricas para o cálculo dessas perdas em máquinas hidráulicas.

As perdas por fuga, ou também denominada de perdas volumétricas, ocorrem nas folgas entre os componentes móvel e fixo da turbina, dado por uma vazão que escoar pelo sistema diretor-rotor, e não participa da transformação e transferência de energia operada pelo rotor.

As perdas por atrito lateral ocorrem nas regiões de folga entre o diâmetro externo do rotor e o diâmetro externo da tubulação. Segundo Granja Jiménez (2004), existem diversas correlações empíricas para o cálculo de perda por atrito lateral, de modo que, o fator de atrito lateral depende de vários parâmetros geométricos e de funcionamento da turbina, da vazão de fuga, da rugosidade das superfícies que formam o recinto lateral, do componente circunferencial da velocidade absoluta na entrada do rotor e da viscosidade do fluido (GÜLICH, 1999).

As perdas externas, também denominadas de perdas mecânicas, ocorrem em qualquer tipo de máquina, não afetando o rendimento interno. Essas perdas são ocasionadas por sistema de selagem do fluido (retentores e gaxetas), por mancais (de rolamento e deslizamento) e pela transmissão da rotação.

Assim, ilustrado na Figura 2.2, as perdas causam interferência na energia ocasionando em uma relação de rendimento de perdas, tanto internas quanto externas. Assim:

$$\eta \cong \eta_{in} \eta_m \tag{2.8}$$

$$\eta_{in} \cong \eta \eta_f \eta_{al}$$

Sendo:

η : rendimento total;

η_f : rendimento de fuga;

η_h : rendimento hidráulico;

η_{in} : rendimento de perdas internas;

η_m : rendimento de perdas mecânicas;

η_{al} : rendimento de atrito lateral.

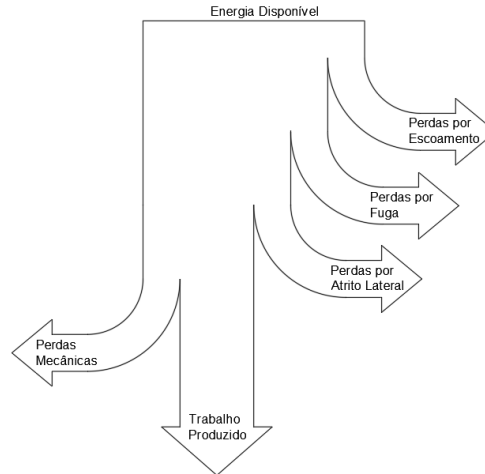


Figura 2.2: Transformações de energia operadas por MFM.

2.4.2 Coeficientes Adimensionais Importantes

O coeficiente de pressão (Ψ) relaciona a variação de pressão de entrada e saída da máquina com as forças viscosas, ao passo que o coeficiente de vazão (ϕ) faz a relação das vazões em forma de velocidades circunferencial e absoluta das máquinas de fluxo.

$$\Psi = \frac{2 Y}{u^2} = \frac{2 \Delta p_t}{\rho u^2} \quad (2.9)$$

$$\phi = \frac{c_m}{u} \quad (2.10)$$

Já o coeficiente de volume (φ) faz relação entre a vazão de projeto com uma vazão dada como fictícia (Q_f) que relaciona a velocidade circunferencial da máquina com a área de entrada.

$$\varphi = \frac{Q}{Q_f} = \frac{Q}{u A_E} \quad (2.11)$$

$$\varphi = \frac{4 Q}{\pi^2 n D_e^3}$$

Assim, tendo os parâmetros adimensionais das Eqs. (2.9) e (2.11), aliado ao rendimento, calcula-se o coeficiente de potência (coeficiente de potência de eixo) dado pela Eq. (2.12). O coeficiente de potência (λ) representa a capacidade que uma máquina tem em captar e converter energia, utilizando as relações de rendimento, volume e pressão.

$$\lambda = \Psi \varphi \eta \quad (2.12)$$

Já os coeficientes de diâmetro e de ligeireza, representados pelas Eqs. (2.13) e (2.14), respectivamente, são relacionados ao diagrama de Cordier (Figura 2.3). O coeficiente de diâmetro (δ^*) representa a relação entre a vazão, o trabalho específico da máquina e o diâmetro externo, enquanto o coeficiente de ligeireza (σ) relaciona a rotação (em rps) em substituição do diâmetro.

$$\delta^* = \frac{\Psi^{1/4}}{\varphi^{1/2}} \rightarrow \delta^* = 1,054 \frac{Y^{1/4}}{Q^{1/2}} \cdot D \quad (2.13)$$

$$\sigma = \frac{\varphi^{1/2}}{\Psi^{3/4}} \rightarrow \sigma = 2,108 \frac{Q^{1/2}}{Y^{3/4}} \cdot n \quad (2.14)$$

Cordier foi um estudioso das máquinas de fluxo que mapeou com pares de pontos dos coeficientes de diâmetro e ligeireza os vários tipos de turbomáquinas existentes. Desse modo, trabalhando com os dados de projeto, é possível utilizar o diagrama para prever qual tipo de máquina (desde as puramente axiais até as puramente radiais) será projetada, devido a curva de otimização.

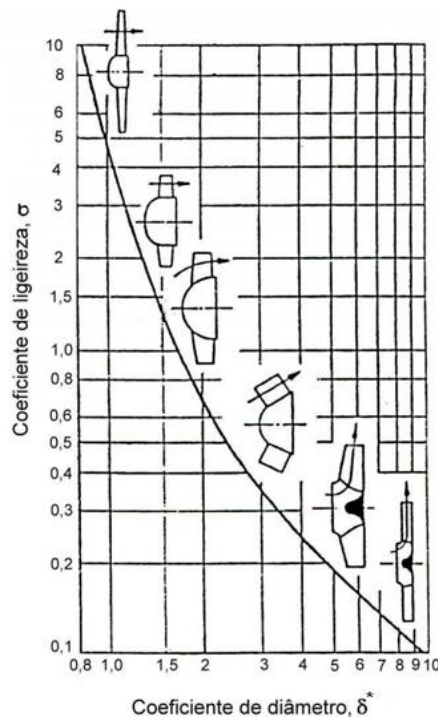


Figura 2.3: Diagrama de Cordier para coeficientes de diâmetro e ligeireza.

Fonte: Adaptado de Dietzel (1980).

3. METODOLOGIA TEÓRICA-EXPERIMENTAL

A metodologia tem como função descrever as diligências deste trabalho, assim, o capítulo foi dividido em três etapas: uma direcionada para as teorias do projeto preliminar, a segunda referente as análises numéricas e por último para a análise experimental.

Ante a necessidade de descrever sobre as etapas de desenvolvimento de projeto, este item fica responsável por inserir as teorias básicas para o projeto de máquinas de fluxo axiais, apresentando de forma sucinta os fundamentos envolvidos.

Então, insere-se os conceitos do projeto preliminar que visa apresentar as condições de projeto, determinando a vazão e altura de queda disponíveis, além de apresentar os triângulos de velocidade, as equações de projeto e escolha dos perfis aerodinâmicos, e por fim, a obtenção da geometria do rotor e do distribuidor.

De maneira a desenvolver a etapa de análise numérica-computacional, este item incorpora as etapas de uso de *software* comercial para a modelagem do escoamento do rotor e do distribuidor, além de estabelecer os métodos de geração de malha para o desenvolvimento da simulação realizado no Laboratório Hidrodinâmico Virtual (LHV). Desse modo, será feita uma análise dos modelos de turbulência e, por fim, a apresentação dos critérios ou esquemas numéricos usados na simulação.

Assim, introduz-se a etapa de análise experimental, agregando valor de modo a validar os dados previstos na análise numérica. Do mesmo modo estabelece-se os métodos de ensaio, prevendo a elaboração de roteiros dispostos no apêndice. Além disso, será apresentada a bancada de testes pertencente ao Laboratório Hidromecânico para Pequenas Centrais Hidrelétricas (LHPCH).

3.1 Teoria Fundamental de Projeto

Quando se trata de projeto aerodinâmico de rotores e estatores de uma máquina de fluxo axial, como é o caso de ventiladores e turbinas tipo hélice, a representação do escoamento em grades lineares se apresenta como teoria fundamental representativa de máquinas ou rotores axiais. Isto devido à incorporação de teorias aeronáuticas, como a teoria da asa de sustentação, no estudo dessas máquinas.

A teoria de asa de sustentação, desenvolvida para o estudo de uma “pá” ou de um perfil isolado, é aplicado no projeto de máquinas axiais que possuem um número baixo de pás, como bombas, ventiladores e turbinas hidráulicas (MANZANARES *et al.*, 2013).

O princípio da fundamentação de grades lineares representa, conforme a Figura 3.1, um corte cilíndrico para a visualização das pás em forma de grade linear. Assim, o princípio admite que o escoamento ocorra apenas na superfície cilíndrica, ignorando inicialmente a componente radial (rotor puramente axial) e considerando uma relação de velocidades da máquina e do escoamento, de modo a darem origem ao triângulo de velocidades.

Da análise que ocorre no plano bidimensional, o escoamento é composto por componentes vetoriais de velocidade, sendo: a velocidade absoluta (\vec{c}), a velocidade relativa (\vec{w}) e a velocidade do sistema não inercial, com referência ao diâmetro, ou seja, a velocidade circunferencial ou tangencial (\vec{u}) do rotor (CAMPOS, 2015). Porém, para que haja a entendimento do triângulo de velocidades, é necessário considerar algumas hipóteses e conceitos iniciais com base na grade linear.

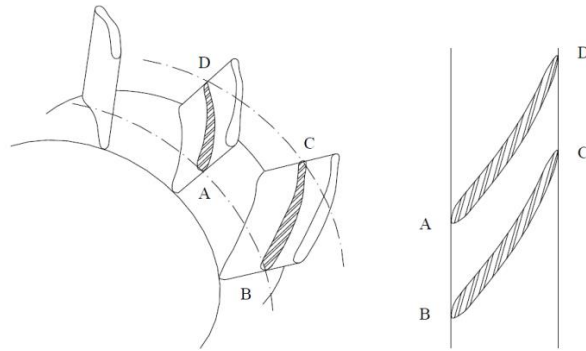


Figura 3.1: Representação de grade de um rotor de máquina de fluxo axial.

Fonte: Manzanares et. al. (2013)

Em princípio, considerando número infinitos de pás de espessura infinita, tanto para o rotor como o distribuidor (vide Figura 3.2), e que o escoamento seja perfeitamente guiado pelas pás, a trajetória é definida por uma linha de corrente média representativa, de modo que os triângulos de velocidade são definidos na entrada e saída do rotor e sistema diretor, para uma abordagem unidimensional. Desse modo, o triângulo de velocidades, torna-se válido para todos os pontos localizados no mesmo diâmetro.

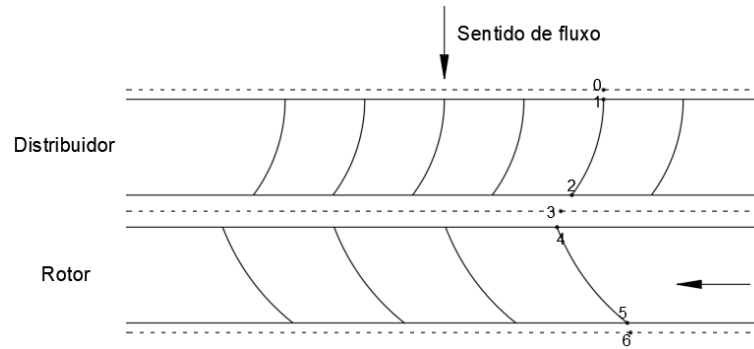


Figura 3.2: Esquema para número infinito de pás infinitamente finas.

Na Figura 3.2 é importante visualizar a notação empregada, que será aplicada neste trabalho, sendo o subscrito variável de 0 a 6, caracterizadas por área de atuação, sendo:

0. Referência ao escoamento antes da entrada no distribuidor;
1. Referência à entrada do distribuidor;
2. Referência à saída do distribuidor;
3. Referência ao escoamento antes da entrada no rotor;
4. Referência à entrada no rotor;
5. Referência. à saída do rotor;
6. Referência ao escoamento imediatamente após a saída do rotor.

Além disso, considera-se o escoamento em regime permanente sendo a vazão mássica constante, assim, os triângulos de velocidade representam o escoamento e as velocidades uniformes nas seções de entrada e saída.

Desse modo, conceitua-se:

- **Movimento relativo**

É a trajetória da partícula que acompanha o perfil da pá, visto do referencial não inercial, onde tem-se um campo de velocidades uniformes nos canais formados entre as pás. Assim, a velocidade tangente à pá é representada por “ w ”, e conhecida como velocidade relativa.

- **Movimento absoluto**

É a trajetória da partícula, que pode ser associada diretamente ao campo inercial ou ao campo não inercial por meio da composição de velocidades, definida como “ c ”, conhecida como velocidade absoluta.

- **Velocidade circunferencial**

Diretamente relacionada com o movimento de rotação, representada por “ u ”, é conhecida como velocidade circunferencial. (Eq. (3.1)).

$$u = \pi D n \quad (3.1)$$

Sendo:

u : a velocidade circunferencial [m/s]; D : o diâmetro [m];

n : a rotação [rps].

Desse modo, é possível representar o triângulo de velocidades (Figura 3.3) com base na composição vetorial de velocidades (Eq. (3.2)), para qualquer ponto do escoamento no rotor.

$$\vec{c} = \vec{u} + \vec{w} \quad (3.2)$$

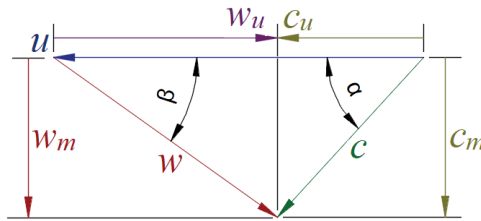


Figura 3.3: Representação de um triângulo de velocidades.

Sendo:

c : velocidade absoluta [m/s]; u : velocidade circunferencial [m/s];

w : velocidade relativa [m/s];

c_m : componente meridional da velocidade absoluta;

c_u : componente circunferencial da velocidade absoluta;

w_u : componente circunferencial da velocidade relativa;

α : ângulo de escoamento absoluto; β : ângulo de construção da pá.

Para máquinas puramente axiais, uma das condições que permeiam na construção do triângulo se dá pela constância nos valores da componente meridional da velocidade absoluta, $c_{m4}=c_{m5}$, esta possui direção normal à seção transversal em que o fluido escoar (plano meridional) e sua importância está na relação com a vazão que escoar através do rotor, de modo a ser apresentado considerando o princípio de conservação de massa:

$$Q_{i \text{ rotor}} = c_{m4} A_4 = c_{m5} A_5, \quad (3.3)$$

sendo, $Q_{i \text{ rotor}}$, representa a vazão ideal do rotor, sem considerar os efeitos de estrangulamento, que adiante será denominado de Q .

Levando em consideração que as áreas das seções (A_s [m²]) imediatamente antes e imediatamente depois do rotor são definidas por:

$$A_4 = A_5 = \frac{\pi}{4} (D_e^2 - D_i^2) \quad (3.4)$$

Sendo:

D_e : o diâmetro externo [m];

D_i : o diâmetro interno [m].

E que:

$$Q = c_m A_s \quad (3.5)$$

Então o cálculo para a velocidade absoluta meridional da máquina é representado pela Eq. (3.6).

$$c_m = \frac{4 Q}{\pi (D_e^2 - D_i^2)} \quad (3.6)$$

Assim, é possível definir o ângulo de escoamento absoluto (Eq. (3.7)) e o ângulo de montagem da pá (Eq. (3.8)).

$$\alpha = \arctg \frac{c_m}{c_u} \quad (3.7)$$

$$\beta = \arctg \frac{c_m}{w_u} = \arctg \frac{c_m}{u - c_u} \quad (3.8)$$

Portanto, especificamente para a máquina axial motora, a representação dos triângulos de velocidade, na entrada e saída da grade, são apresentados na

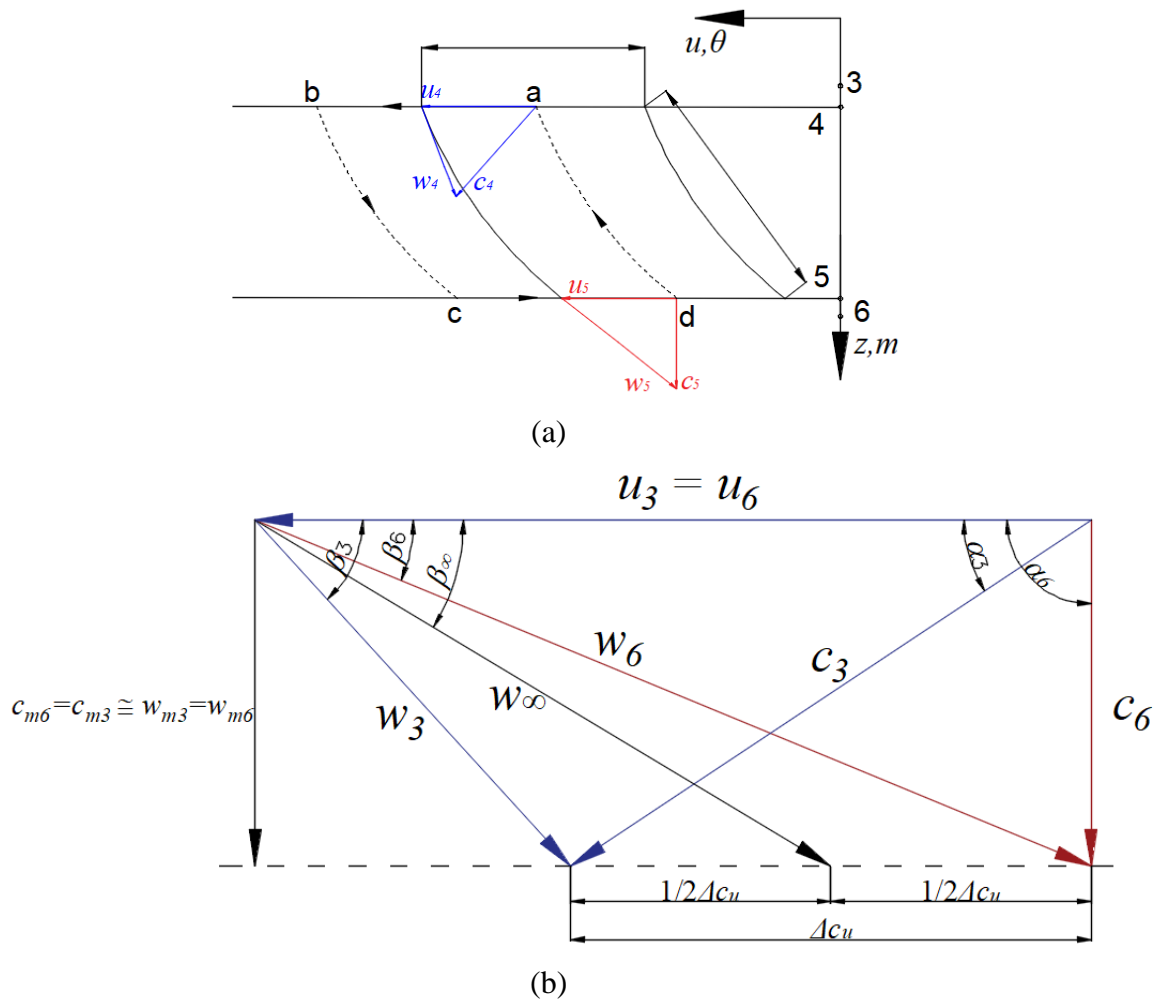
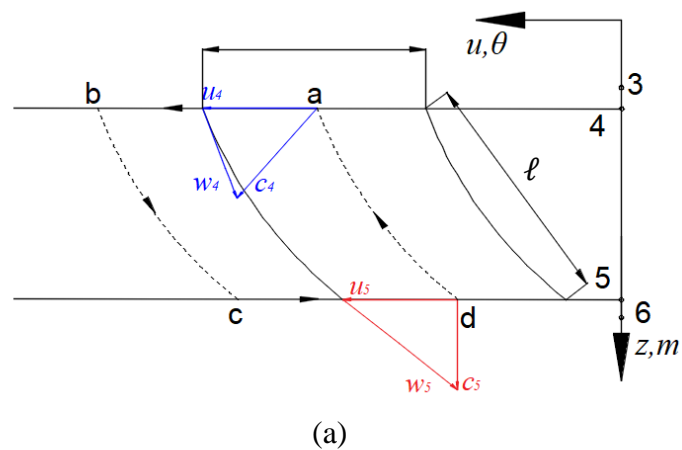


Figura 3.4. É importante ressaltar que a velocidade circunferencial e todas as componentes de velocidade são calculadas na altura média da pá.



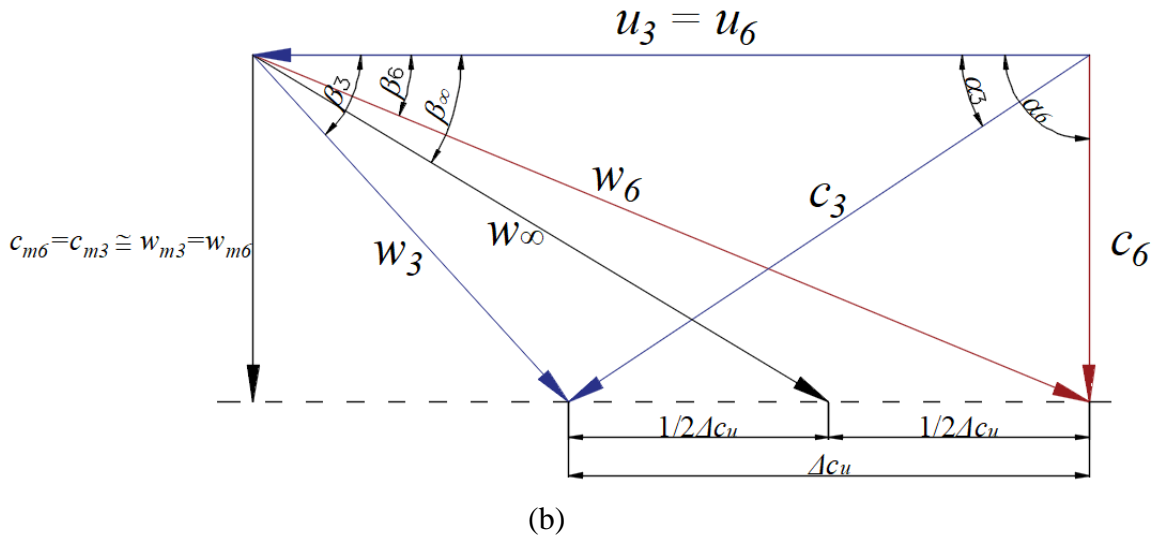


Figura 3.4: Triângulos de velocidade para uma seção radial do rotor de turbina axial.

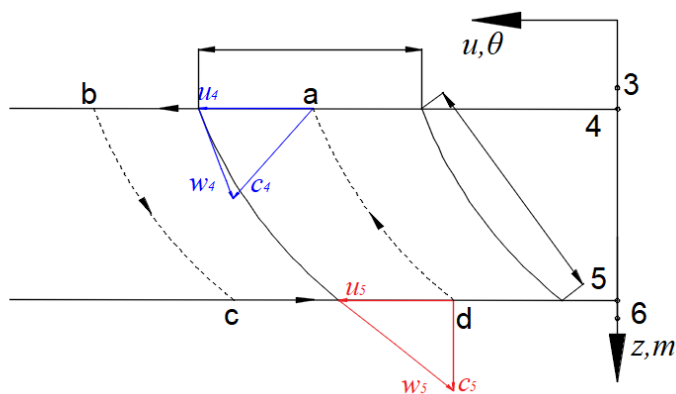
Na teoria de grades lineares compostas por perfis aerodinâmicos idênticos e igualmente espaçados, são considerados os fatores geométricos de passo (t) sendo o espaçamento entre os perfis, espessura do perfil, o comprimento da corda (ℓ) e ângulo de montagem β .

Além disso, considera-se a deflexão do escoamento na grade pelas variações das velocidades relativas \vec{w}_3 e \vec{w}_6 , antes e após a grade. Define-se a velocidade média vetorial \vec{w}_∞ como a média vetorial das velocidades relativas na entrada e saída, Eq. (3.9). Como será visto, esta velocidade média vetorial será aplicada na teoria da sustentação no perfil isolado em que, geralmente, a velocidade de incidência é definida como \vec{v}_∞ , entretanto, tratando-se da grade, esta será substituída pela componente vetorial \vec{w}_∞ .

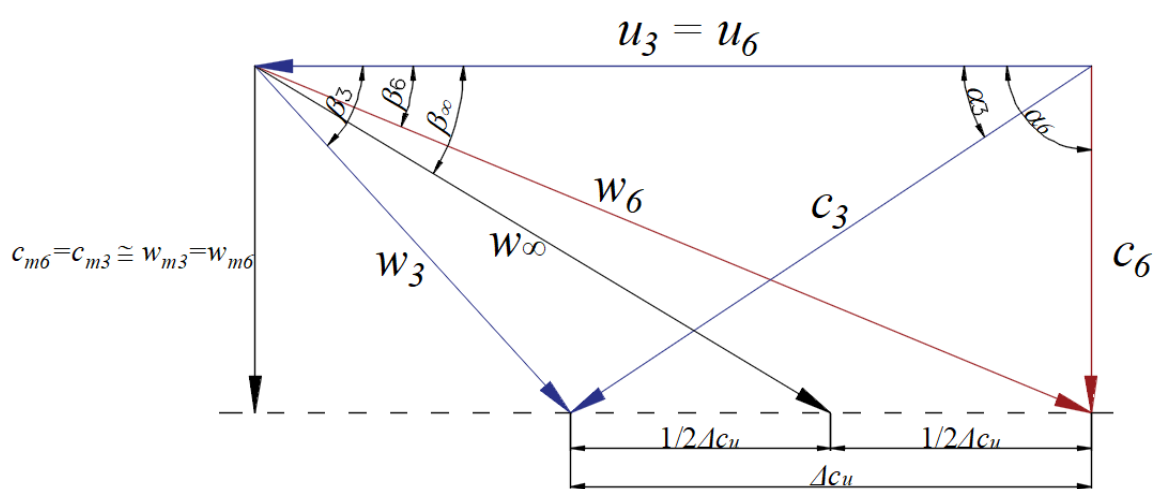
$$\vec{w}_\infty = \frac{(\vec{w}_3 + \vec{w}_6)}{2} \quad (3.9)$$

Assim, para a relação da teoria da asa de sustentação e de grades lineares, devem ser consideradas de acordo com Manzanares et. al. (2013), os fundamentos a seguir:

- I. A força de sustentação que o escoamento exerce sobre o perfil, dá-se em função do desenvolvimento da circulação Γ em torno do perfil. Devido à hipótese de periodicidade do escoamento em cada canal, formado por duas pás consecutivas (vide

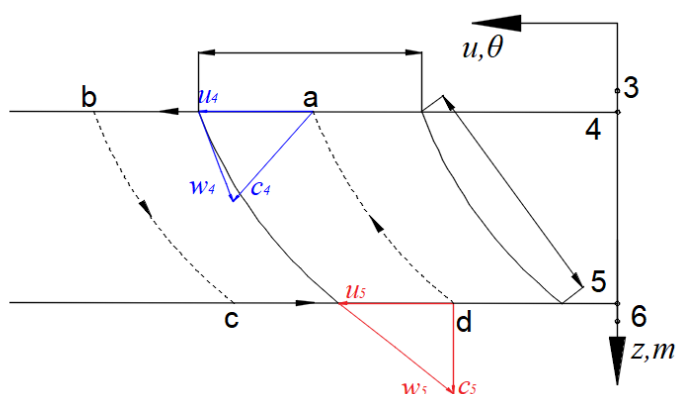


(a)

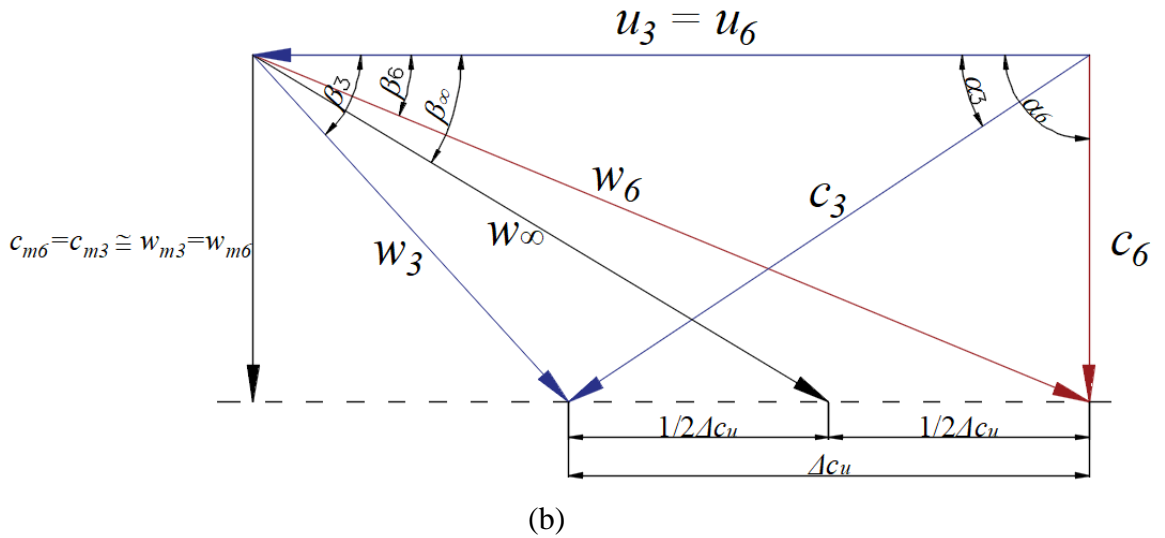


(b)

- II. Figura 3.4a) , tem-se: $\Gamma = \oint_{abcd} \vec{w} \cdot d\vec{s} = -w_{u3} + w_{u6} = t\Delta c_u$.
- III. Considerando a equação de quantidade de movimento no volume de controle “abcd”, nas direções u, z , (



(a)



IV. Figura 3.4a), a força da pá é dada como:

$$\vec{F}_{pá} = \vec{F}_{pá,u} + \vec{F}_{pá,z} = b\rho w_\infty \Gamma (\cos \beta_\infty \hat{k} + \sin \beta_\infty \hat{e}_\theta).$$

V. Considerando o coeficiente de sustentação no perfil isolado:

$$C_s = \frac{F_s}{0,5\rho w_\infty^2 \ell} \cong \text{coeficiente de sustentação}$$

Assim, relacionando entre si as teorias descritas acima, resulta-se na Eq. (3.10) a seguir:

$$C_s \frac{\ell}{t} = \frac{2 \Delta c_u}{w_\infty} \tag{3.10}$$

Como responsável pela transferência de energia entre o fluido e a pá, o escoamento exerce sobre o perfil a força de sustentação composta por duas componentes dadas pelas direções axiais e circunferenciais. Assim, aplicando o teorema de Kutta-Joukowski, a Figura 3.5 apresenta a velocidade relativa média, o ângulo de escoamento relativo (β_∞) e o ângulo de ataque (δ) formado entre \vec{w}_∞ e a linha da corda. O ângulo de montagem da grade é definido segundo a Eq. (3.11):

$$\beta = \beta_\infty - \delta \tag{3.11}$$

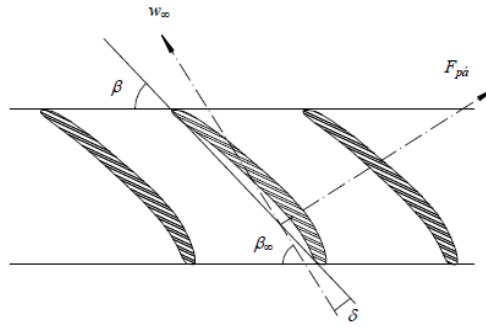


Figura 3.5: Representação do teorema de Kutta-Joukowski aplicado a grade.

Fonte: Manzanares et. al. (2013)

Na teoria do vórtice potencial, considera-se as componentes de velocidade meridional, distribuídas ao longo da altura da pá, resultando em trabalho específico ($Y_{Pá}$) constante. O vórtice potencial, será aplicado no rotor, além de considerar o ângulo de saída $\alpha_6 = 90^\circ$, para máquinas de fluxo motoras puramente axiais.

Portanto, a condição de equilíbrio radial e vórtice potencial, são soluções muito utilizadas, buscando a melhor forma de conversão de energia na máquina, ou seja, um melhor rendimento de máquina.

3.1.1 Estudo de Perfis

O estudo de perfis aerodinâmicos permite aplicar algumas nomenclaturas, convenções e definições para o desenvolvimento do projeto. Assim, em se tratando de perfis aerodinâmicos, a descrição pode ser feita como na Figura 3.6:

Dentro do intervalo de $0 \leq x \leq \ell$;

$\begin{cases} y_s = f_s(x) : \text{ordenada superior} \\ y_i = f_i(x) : \text{ordenada inferior} \end{cases}$

E ainda:

$y_{máx} : \text{a espessura máxima}$

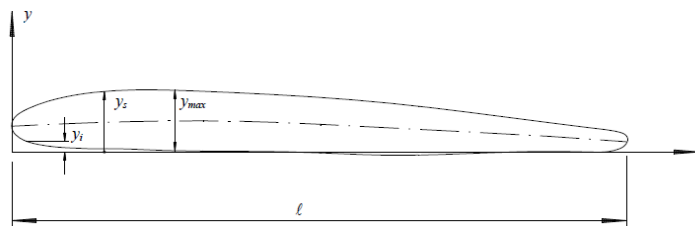


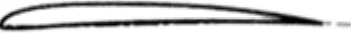



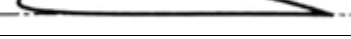





Figura 3.6: Representação das nomenclaturas no estudo de perfis.

Fonte: Adaptado de Manzanares et. al. (2013).

Dessa forma, é possível escolher uma família de perfis a ser utilizado no projeto, de modo que as características dos perfis são apresentadas de dois tipos: simétricas e assimétricas. Os perfis desenvolvidos pela *National Advisory Committee for Aeronautics* (NACA), amplamente utilizados em diversos tipos de rotores de compressores, perfis isolados com base em descrições de 4 e 5 dígitos, além das famílias 65 e 64. Entretanto, existem outras famílias de perfis que podem ser utilizados, como os da R.A.F., Göttingen e Clark Y. A Tabela 3.1, mostra uma lista de perfis (exemplo) e o ano em que cada um foi desenvolvido.

Tabela 3.1: Sequência histórica das seções de perfis.

Designação	Data	Perfil
Wright	1908	
Bleriot	1909	
R.A.F. 6	1912	
U.S.A. 27	1919	
Göttingen 387	1919	
Clark Y	1922	
M-6	1926	
R.A.F. 34	1926	
N.A.C.A. 2412	1933	
N.A.C.A. 23021	1935	

Fonte: Adaptado de Anderson (2010)

Em casos reais devido aos efeitos viscosos surgem no escoamento duas componentes de força, sendo a força de sustentação e a força de arrasto. A razão entre essas, gera uma variável conhecida como fator de escorregamento (Eq. (3.12)) que está diretamente relacionado com o desempenho do perfil. Além desse fator, a geometria do perfil, o ângulo de incidência do fluxo e o número de Reynolds, também afetam o desempenho, de modo que, principalmente o Reynolds gera influência no coeficiente de arrasto. Assim, de forma a alcançar a maior força de sustentação possível, com arrasto adequado, o valor de ζ deve ser o menor possível.

$$\zeta = \frac{F_A}{F_S} \text{ ou } \operatorname{tg} \zeta = \frac{C_A}{C_S} \quad (3.12)$$

Sendo:

F_A : a força de arrasto;

C_A : o coeficiente de arrasto;

F_S : a força de sustentação;

C_S : o coeficiente de sustentação;

ζ : relação arrasto/sustentação ou fator de escorregamento.

Em se tratando do projeto de máquina de fluxo axial, com base em dados de projeto, é possível definir o lado direito da Eq. (3.10)), sendo o valor da relação ℓ/t definida considerando o número de pás, relação de cubo e geometria do perfil. No sentido, de ter uma boa definição, é importante a experiência do projetista como as informações de projetos mais recentes. Encontrado o valor do C_S deve-se escolher o perfil base utilizando os diagramas polares (Figura 3.7) de forma a ter o valor ζ mínimo.

A Figura 3.7 é um exemplo de relação entre os coeficientes de arrasto e sustentação da família de perfis tipo Göttingen. É nesta figura que se determina o valor do fator de escorregamento.

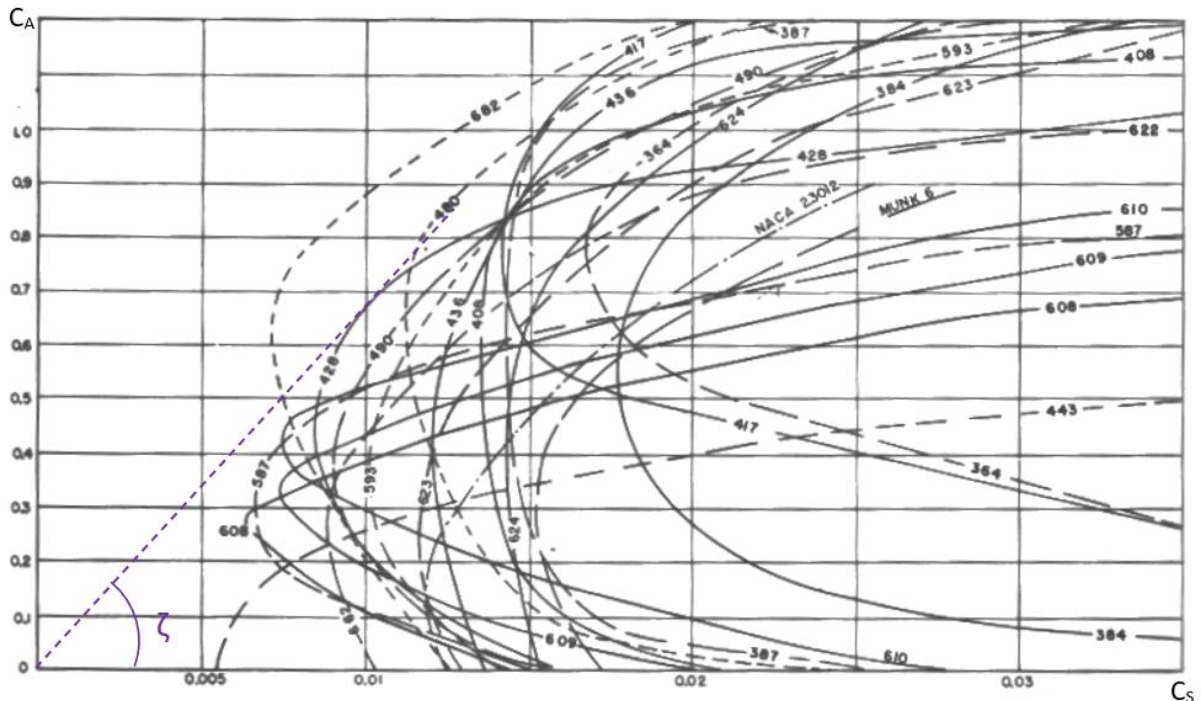


Figura 3.7: Diagrama polar dos perfis da família Göttingen.

Fonte: Adaptado de Pfleiderer & Petermann (1979)

Por outro lado, após a definição do perfil, o ângulo de ataque na pá, δ , pode ser calculado com base na Eq. (3.13), que relaciona o coeficiente de sustentação e a espessura máxima relativa do perfil. Já os coeficientes “ a ” e “ b ” são constantes numéricas que dependem da família ou do tipo de perfil escolhido (MANZANARES *et al.*, 2013). Sendo assim, o ângulo de ataque é apresentado pela Eq. (3.13).

$$\delta = \frac{C_s - a \frac{y_{m\acute{a}x}}{\ell}}{b} \quad (3.13)$$

Tendo o perfil base escolhido (subscrito “ b ”), utiliza-se das relações das Eqs. (3.14) e (3.15) para determinar o coeficiente de afinamento (C_0 menor que 1) ou coeficiente de engrossamento (C_0 maior que 1), dependendo da necessidade para ajuste de empilhamento.

$$\frac{y_s}{\ell} = C_0 \left(\frac{y_s}{\ell} \right)_b \quad (3.14)$$

$$\frac{y_i}{\ell} = C_0 \left(\frac{y_i}{\ell} \right)_b \quad (3.15)$$

3.2 Projeto Preliminar

Iniciando a fase do projeto preliminar da turbina axial, devem ser conhecidas as condições operacionais do banco de ensaios do LHPCH (vazão, pressão, potência e diâmetros nos flanges), além das correções da massa específica da água, mercúrio e a aceleração gravitacional local.

Estas definições preliminares devem ser consideradas no projeto preliminar do conjunto sistema diretor e rotor, que servirão como condições de contorno no modelo numérico.

Para o município de Itajubá, MG, localizado a 856 [m] de altitude (nível do mar) e uma latitude de 22°25’32”, a gravidade local (g_{local}) é dada por:

$$g_{local} = 9,780318(1 + 0,005324 \text{ sen}^2 \vartheta - 0,0000058 \text{ sen}^2 2\vartheta) - 0,000003086 \text{ Alt} \quad (3.16)$$

Sendo:

Alt : altura local pelo nível do mar [m] ϑ : latitude local [°]

Desse modo, definindo a aceleração da gravidade local de 9,785 [m/s²]. A massa específica da água pode ser corrigida localmente em função da temperatura, sendo definida como:

$$\rho_{\text{água}} = 1000,5 - 0,0762439 t_{\text{água}} - 0,00349823 t_{\text{água}}^2 \quad (3.17)$$

Sendo:

$\rho_{\text{água}}$: massa específica da água [kg/m³] $t_{\text{água}}$: temperatura da água [°C]

Além disso, para as questões barométricas, considera-se as equações:

$$p_b = \rho_{hg} g h_b \quad (3.18)$$

Sendo:

ρ_{hg} : massa específica do mercúrio [kg/m³]; p_b : pressão barométrica [Pa].

O projeto será adaptado em um banco de ensaios existente, onde foram considerados elementos mecânicos fixos como sugere Azevedo et. al. (2019), divididos em fatores: geométricos e de operação.

A partir dos desenhos apresentados no Anexo A, os fatores geométricos para a área da turbina são definidos como:

- Diâmetro externo ou diâmetro da tubulação: $D_e = 190$ mm;
- Folga média de 1 mm;
- Diâmetro interno: $D_i = 112$ mm;
- Espaço de projeto da bancada para rotor e distribuidor: 280 mm.

As características geométricas são limitadas pelo que já existe na bancada de testes, como a tubulação do sistema com o diâmetro externo, os diâmetros de ogiva e espaçador para diâmetro interno e o espaço entre flanges da tubulação de acrílico, onde é montado o conjunto distribuidor e rotor. No que condiz aos fatores operacionais, está incluso principalmente o campo de operação da bomba (Figura 3.8) que determinará as condições de projeto.

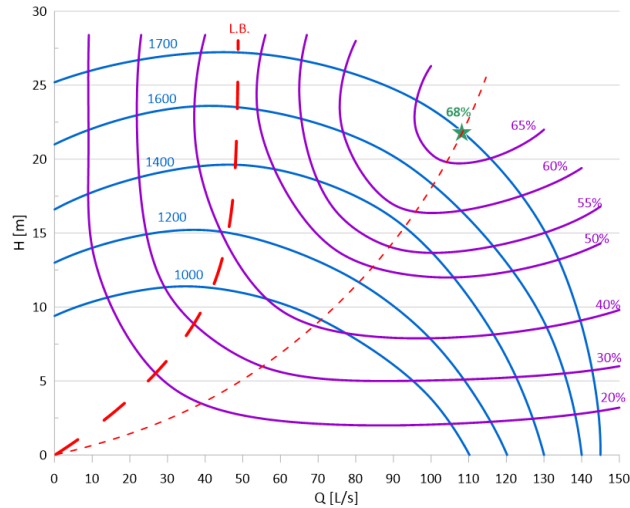


Figura 3.8: Campo de operação da bomba da bancada de testes.

Assim, para a determinação da rotação da máquina é necessário fazer uma análise em função da altura geométrica de sucção, h_s [m] ou seja, da distância vertical entre o nível superior a jusante e o nível inferior referenciado.

A altura geométrica de sucção é normalmente definida a partir de fórmulas empíricas que relaciona os componentes de altura em coluna d'água da pressão atmosférica local, h_b , e a componente referente à altura de cavitação (Δh) da Eq. (3.20). Da mesma forma, a altura de cavitação é calculada em função do coeficiente de cavitação “ σ_{th} ” (coeficiente de Thoma), dada pela Eq. (3.19).

$$\sigma_{th} = 1,27 \times 10^{-5} (n_{qA})^{1,75} \tag{3.19}$$

$$\Delta h = \sigma_{th} H \tag{3.20}$$

Além de definir o coeficiente de cavitação, a rotação específica (n_{qA}) possui a função de definir o tipo de máquina como apresentado na Tabela 3.2.

Tabela 3.2: Classificação de máquinas por rotação específica.

	$n_{qA} < 70$	$70 < n_{qA} < 450$	$450 < n_{qA} < 1750$
Tipo de escoamento	Tangencial	Radial e Diagonal	Axial
Tipo de máquina	Pelton	Francis	Hélice e Kaplan

Sendo assim, apresenta-se a altura geométrica de sucção, Eq. (3.21):

$$h_s < h_b - \Delta h - h_v \tag{3.21}$$

Em contrapartida, outro fator que define a rotação específica é a rotação em função da frequência elétrica e número de pares de polos do gerador, resultando:

$$n = \frac{60 f_{rede}}{N_{pp}} \quad (3.22)$$

Sendo:

f_{rede} : a frequência da rede elétrica [Hz]; N_{pp} : o número de pares de polos.

A partir da Figura 3.8, percebe-se que o campo de funcionamento da bomba pode ser aplicado para até 28,0 [m] de altura e máximo de 0,140 [m³/s] de vazão. Desse modo, relacionando as Eqs. (2.6), (3.21) e (3.22) escolhe-se a rotação baseando-se nos resultados da Tabela 3.3:

Tabela 3.3: Escolha da rotação, vazão e altura.

Vazão		Altura geométrica			
0,07	m ³ /s	1,2	m		
N_{pp}	n [rpm]	n_{qA} [-]	Tipo de Máquina	σ [-]	h_s [m]
1	3600	2502,3	Axial	11,243	-3,072
2	1800	1251,1	Axial	3,343	6,409
3	1200	834,1	Axial	1,644	8,447
4	900	625,6	Axial	0,994	9,228
5	720	500,5	Axial	0,672	9,613

Variando os valores de vazão e altura de queda líquida, baseado no campo de funcionamento da bomba, foi possível notar que, com uma capacidade baixa de vazão, os valores da rotação específica ficavam muito aquém do que era esperado, influenciando principalmente em rotações muito altas.

Em trabalhos equivalentes, como no caso de Rodrigues, A. L. (2019), a rotação máxima atingida no banco de ensaios foi de 1100 [rpm], o que torna isso mais um fator restritivo. Assim, foi decidido, de acordo com o que já foi apresentado, que o projeto seria para 5 pares de polos, vazão de 0,07 [m³/s], altura de 1,2 [m] e rotação de 720 [rpm], conforme Tabela 3.3.

3.2.1 Ponto de Projeto

Apresenta as condições para o projeto, em princípio avaliando os rendimentos global e hidráulico esperados, e considerando η_f , η_{al} , $\eta_m \cong 1,0$. Pode-se prever o rendimento total teórico (η) próximo de 77%, e o rendimento hidráulico de 82%. Este valor de 77%, foi definido no projeto preliminar com base nos seguintes aspectos: a turbina não possui tubo de sucção, o rotor tem diâmetro externo de apenas 188,0 [mm] (fora da norma de ensaio de modelos reduzidos, entre 300 até 450 mm) e existência de perdas mecânicas (ainda não quantificadas). Desse modo a potência hidráulica prevista será de 819,4 [W] (com $\rho_{\text{água}} = 996,89$ [kg/m³], corrigido com referência ao ensaio) e a potência de eixo prevista de 671,9 [W].

A Figura 3.9 apresenta os elementos de dimensionamento de rotores axiais, em que são definidas as relações de cubo e números de pás, em função da rotação específica. Para o ponto de projeto a relação com o número de pás encontra-se entre 6 e 7 pás. Como para máquinas hidráulicas de pequeno porte e baixas vazões, o aumento do número de pás acarreta em um aumento no coeficiente de arrasto, definiu-se então 6 pás. Além disso nota-se a relação de cubo próximo de 0,55, de forma a tornar satisfatória a relação apresentada pelo fator restritivo geométrico no banco existente.

Ainda na etapa de projeto, utiliza-se das Eqs. (2.13) e (2.14) para definir os coeficientes de ligeireza e de diâmetro, por meio do diagrama de Cordier (Figura 2.3) para a cálculo do diâmetro externo. Deve-se destacar que no presente trabalho os valores dos diâmetros externo e interno, são dados pelas configurações geométrica do banco de ensaios.

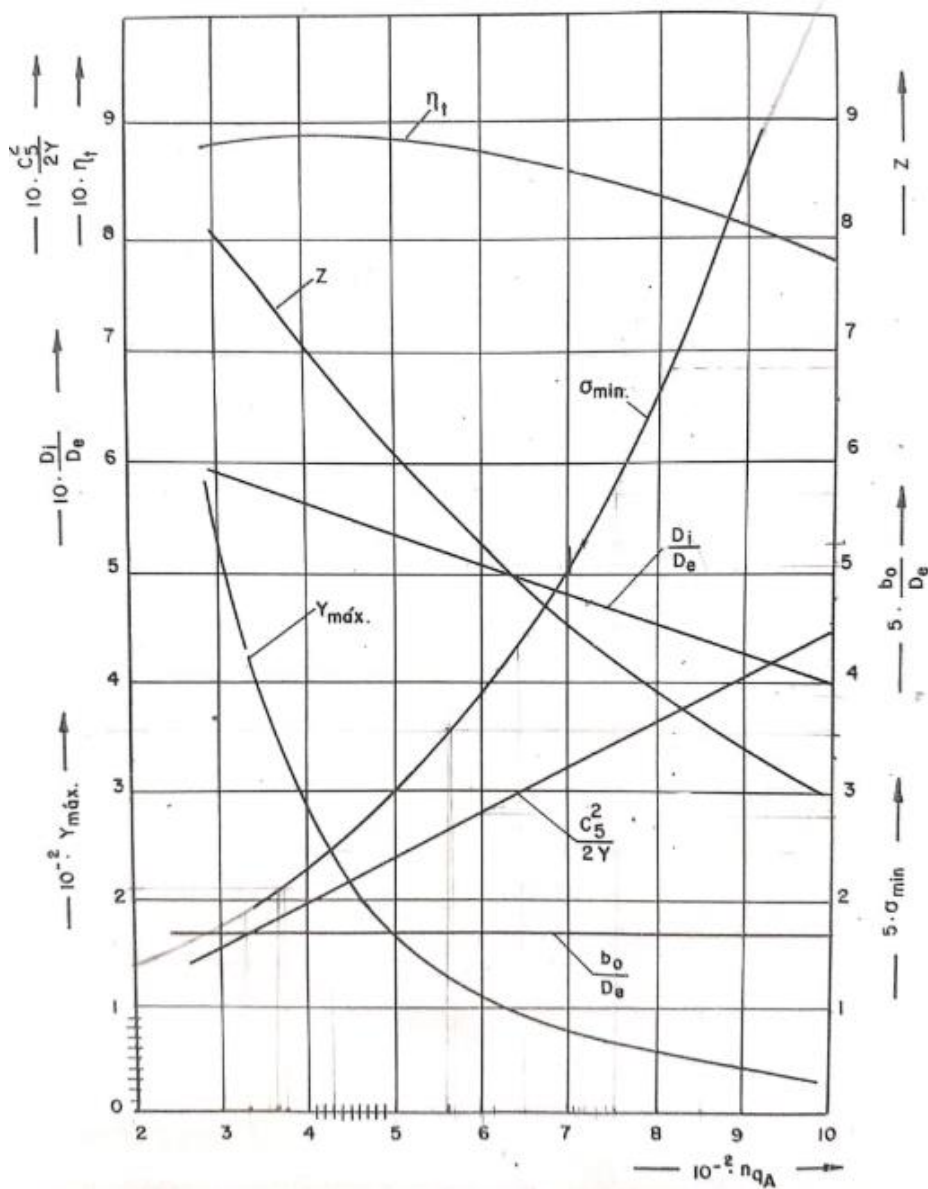


Figura 3.9: Elementos de dimensionamento de máquinas axiais

Fonte: Bran & Souza (1969)

A partir disso é possível fazer a previsão dos triângulos de velocidade, iniciando pela velocidade absoluta meridional (c_m). Para turbinas hidráulicas axiais, o valor da velocidade meridional resulta na Eq. (3.23), que seguindo na teoria de vórtice potencial, é constante para todas as seções da máquina assim como o trabalho específico real ($Y_{pá}$), Eq. (3.24).

$$c_m = \frac{4 Q}{[\pi (D_e^2 - D_i^2)]} \tag{3.23}$$

$$Y_{pá} = \eta_h Y \tag{3.24}$$

Para critérios de projeto, com os diâmetros interno e externo definidos, é necessário que seja subdividido a altura da pá em estações, (“ $D_{estação}$ ”): cubo, meio e ponta. Sendo definidas as velocidades circunferenciais (Eq. (3.25)) de cada estação da pá. Com isso, utilizando a relação de trabalho específico real, se define pela Eq. (3.26) a variação da componente circunferencial da velocidade absoluta entre entrada e saída (Δc_u) e conseqüentemente, o ângulo de saída de fluxo (α_5) das pás do distribuidor (Eq. (3.27)). Além disso, é importante fazer o cálculo da velocidade média (Eq. (3.28)) e ângulo de escoamento relativos (Eq. (3.29)).

$$u = \pi D_{estação} n \quad (3.25)$$

$$\Delta c_u = Y_{pá} u \quad (3.26)$$

$$\alpha_5 = \arctg\left(\frac{c_m}{\Delta c_u}\right) \quad (3.27)$$

$$w_\infty = \sqrt{\left(u - \frac{\Delta c_u}{2}\right)^2 + c_m^2} \quad (3.28)$$

$$\beta_\infty = \arcsen\left(\frac{c_m}{w_\infty}\right) \quad (3.29)$$

Com isso, faz-se a relação com o coeficiente de sustentação da Eq. (3.10), define-se o ângulo entre o bordo de fuga e ataque da pá, com base no número de pás (Eq. (3.30)), pela Eq. (3.31) define-se a corda dos perfis de cada estação, e pela Eq. (3.32) define-se o passo.

$$\theta = \frac{360}{N_{pá}} \quad (3.30)$$

$$\ell = \frac{D_{estação}}{2} \theta \frac{\pi}{180} \quad (3.31)$$

$$t = \frac{\pi D_{estação}}{N_{pá}} \quad (3.32)$$

Então, estima-se as espessuras máximas dos perfis, respeitando os critérios de resistência dos materiais, e conseqüentemente calcula-se as espessuras relativas ($y^{máx}/\ell$).

A partir disso, com o auxílio de diagramas polares como da Figura 3.7, determina-se o fator de escorregamento (Eq. (3.12)), definindo assim os perfis de cada estação. Para cada perfil, está catalogado em bibliografias como Pfleiderer & Petermann (1979) os valores dos coeficientes “ a ” e “ b ” da Eq. (3.13), de modo a definir o ângulo de ataque e, conseqüentemente, o ângulo de montagem da pá do rotor (Eq. (3.11)).

Por fim, faz-se os cálculos para o grau de afinamento ou engrossamento (Eq. (3.33)), análoga às Eqs. (3.14) e (3.15), o número de Reynolds de cada estação (Eq. (3.34)) e o grau de reação (χ) dado pela Eq. (3.35). O grau de reação dos diferentes perfis devem manter-se entre 0,5 e 1 para máquinas axiais, como estabelecido em Pfleiderer & Petermann (1979),.

$$C_0 = \frac{(y_{m\acute{a}x}/\ell)}{(y_{m\acute{a}x}/\ell)_b} \quad (3.33)$$

$$Re = \frac{\rho_{\acute{a}gua} w_{\infty} \ell}{\mu} \quad (3.34)$$

$$\chi = 1 - \frac{\Delta c_u}{2u} \quad (3.35)$$

Para o sistema diretor ou distribuidor, será considerada a palheta diretriz em formato de arco de circunferência (Eq (3.36)), com espessura constante e arredondamento nos bordos de ataque e fuga, para cada estação.

$$R_{pd} = \frac{h_D}{\cos \alpha_2 - \cos \alpha_1} \quad (3.36)$$

Sendo:

R_{pd} : o raio médio de arco de circunferência; h_D : a corda axial do arco de circunferência;
 α_2 : o ângulo de saída da palheta diretriz; α_1 : o ângulo de entrada da palheta diretriz.

Assim, utiliza-se dos valores para modelar o rotor utilizando o *software* ICEM® para o empilhamento dos perfis. Desse modo, seguindo a Tabela 3.4 temos os dados de projeto.

Tabela 3.4: Etapas de projeto e modelagem de perfis.

Estações	$D_{estação}$	u	Δc_u	α_3 [°]	w_{∞}	β_{∞} [°]	$C_s \ell / t$	ℓ [mm]	t [mm]	ℓ/t
Cubo	112,00	4,222	2,302	59,510	4,971	51,842	0,926	87,965	58,643	1,500
Meio	150,00	5,655	1,719	66,267	6,187	39,185	0,556	127,627	78,540	1,625
Topo	188,00	7,087	1,371	70,670	7,501	31,409	0,366	147,655	98,437	1,500

Estações	C_s	$y_{m\acute{a}x}$ [mm]	$y_{m\acute{a}x}/\ell$	Perfil	C_D	ζ	a	b	δ [°]	β [°]
Cubo	0,617	8,00	0,0909	GÖ 428	0,0325	0,0526	4,8	0,092	1,965	49,88
Meio	0,342	7,00	0,0548	GÖ 428	0,0080	0,0234	4,8	0,092	0,855	38,33
Topo	0,244	6,00	0,0406	GÖ 428	0,0065	0,0267	4,8	0,092	0,529	30,88

Estações	δ [°]	β [°]	χ	Reynolds	$(Y_{max}/\ell)_b$	C_0
Cubo	1,965	49,88	0,727	423.973,66	0,0825	1,10

Meio	0,855	38,33	0,848	765.549,75	0,0825	0,66
Topo	0,529	30,88	0,903	1.073.785,72	0,0825	0,49

Como citado anteriormente, para turbomáquinas axiais, o grau de reação deve estar entre 0,5 e 1, portanto, com o grau de reação de projeto (Tabela 3.4) variando entre 0,727 e 0,903, prova-se com a faixa de operação dada por Pfeleiderer & Petermann (1979). Assim, utilizando o perfil GÖ 428 faz-se o empilhamento dos perfis, desenvolvendo o rotor mostrado a seguir.

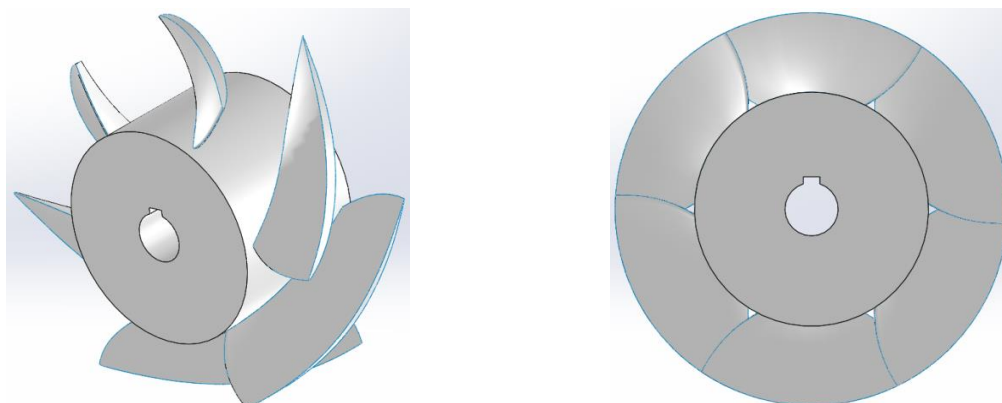


Figura 3.10: Vistas do rotor projetado.

Analogamente ao rotor, faz-se o mesmo para o desenvolvimento do distribuidor, apresentado na Figura 3.11.

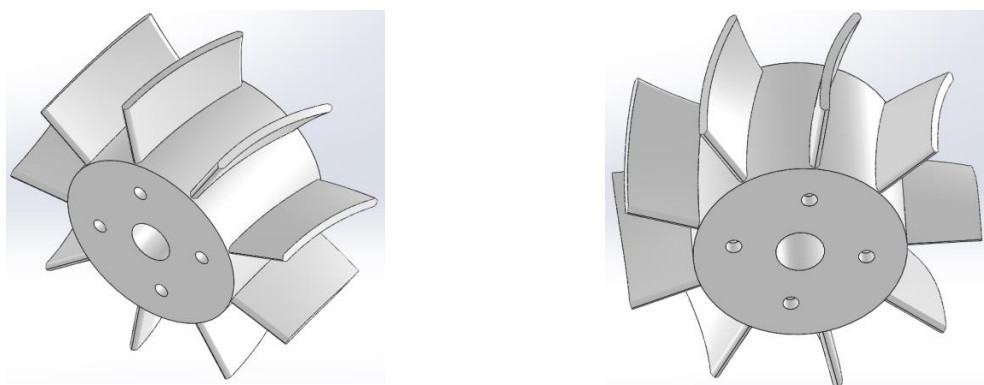


Figura 3.11: Vistas do distribuidor projetado.

Analisando ambos baseando-se nas componentes de velocidade, tem-se a Figura 3.12 apresentando os triângulos de velocidade, e a Figura 3.13 apresentando as componentes de velocidade para cada estação, de modo que os triângulos de velocidade reais do rotor são apresentados na Figura 3.14 em parceria com os valores apresentados na Tabela 3.5.

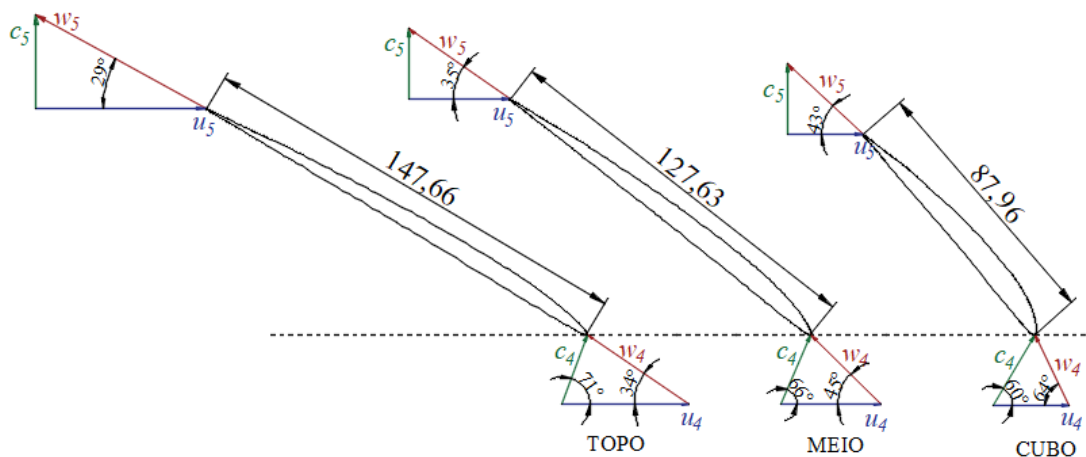


Figura 3.12: Perfis das pás do rotor com seus respectivos ângulos de projeto e ataque.

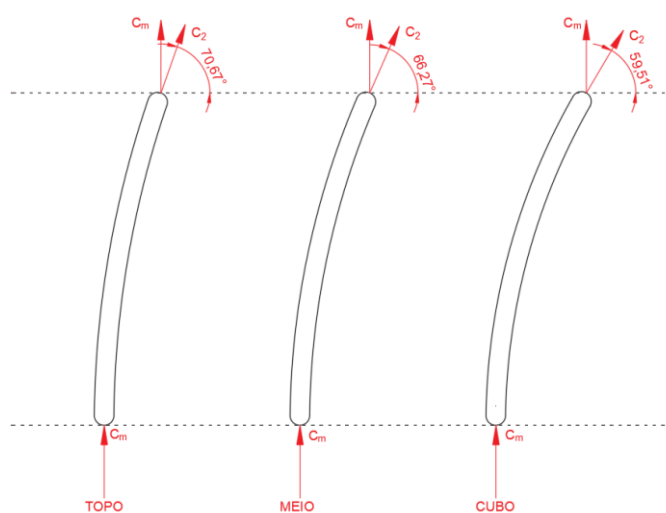


Figura 3.13: Perfis das palhetas diretrizes do distribuidor com seus respectivos ângulos de projeto.

Tabela 3.5: Dados dos triângulos de velocidade do rotor.

Cubo									
Entrada					Saída				
u_4	c_4	w_4	α_4	β_4	u_5	c_5	w_5	α_5	β_5
[m/s]	[m/s]	[m/s]	[°]	[°]	[m/s]	[m/s]	[m/s]	[°]	[°]
4,22	4,54	4,36	59,51	63,90	4,22	3,91	5,75	90	42,82
$\Delta c_u = 2,302$ [m/s]									
Meio									
5,65	4,27	5,15	66,27	44,83	5,65	3,91	6,87	90	34,68
$\Delta c_u = 1,719$ [m/s]									
Topo									
7,09	4,14	6,18	70,67	34,33	7,09	3,91	8,09	90	28,88
$\Delta c_u = 1,371$ [m/s]									

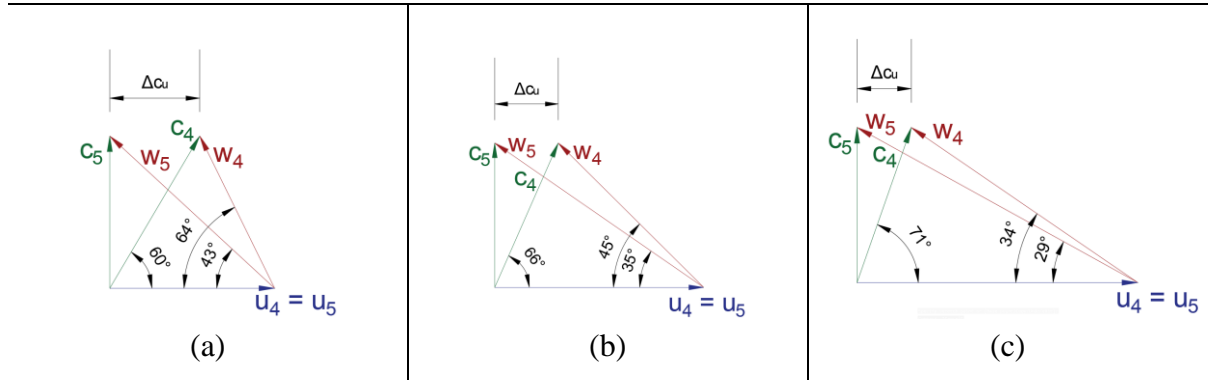


Figura 3.14: Triângulos de velocidade na entrada e saída do (a) cubo, (b) meio e (c) topo.

3.3 Numérico-computacional

O CFD tem sido uma ferramenta importante para os meios industriais e de pesquisa, pois trata-se da integração da disciplina de mecânica de fluidos com a matemática e ciência da computação (vide Figura 3.15).

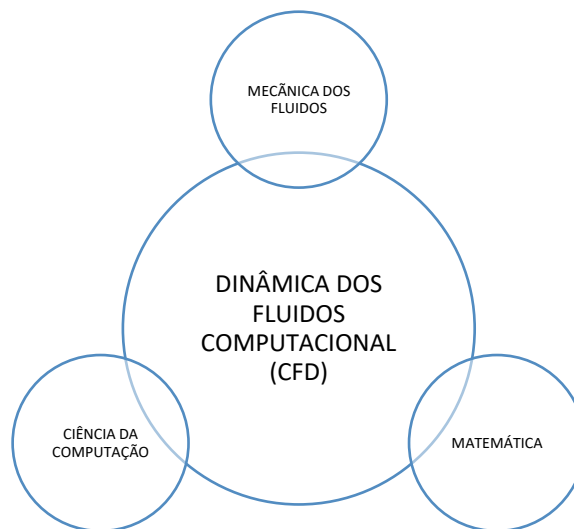


Figura 3.15: As diferentes disciplinas que envolvem a dinâmica de fluidos computacional.

Portanto, as soluções numéricas são consideradas técnicas eficientes para a análise de escoamentos internos e externos, em que são calculadas localmente as variáveis primitivas como pressão, velocidade, temperatura, e conseqüentemente, outras as taxas de deformação, vorticidade, cisalhamento e energia de turbulência (Versteeg & Malalasekera (1995)). A metodologia numérica de simulação computacional é dividida em três etapas:

I. Pré-processamento

Inclui a inserção dos problemas de escoamento do CFD, afim de transformar em um sistema adequado para a operação da etapa de processamento. De acordo com Versteeg & Malalasekera (1995), esta etapa envolve os seguintes estágios:

- Definição da geometria de interesse: domínios computacionais;
- Subdivisão dos domínios volumes de controle: geração de malha;
- Seleção dos fenômenos físicos ao qual o sistema é modelado;
- Especificação das condições de contorno.

II. Processamento

Para o presente trabalho, foi utilizada para a solução numérica a técnica dos volumes finitos, que tem como base a integração das equações diferenciais de transporte, que por sua vez são transformadas em um sistema algébrico de equações lineares, a serem calculadas de forma iterativa. Entretanto, no processamento devem ser definidos os seguintes esquemas numéricos de solução. Para o cálculo da derivada podem ser utilizados a primeira e segunda ordem ou de potências com dependência da física de movimento do escoamento. Esquemas de acoplamento entre o campo de velocidades e pressões, fatores de relaxação para acelerar a convergência, número de iterações, resíduo, passo de tempo, entre outros.

III. Pós-processamento

Os softwares comerciais CFX® e Fluent®, tornaram-se versáteis ferramentas de visualização de dados no pós-processamento, de maneira a incluir:

- Visualização de geometria, malha e de linhas de corrente;
- Gráficos de vetores;
- Gráficos em duas e três dimensões;
- Manipulação de vistas (translação, rotação, escala);
- Animação para resultados dinâmicos, como escoamento de fluido.

3.3.1 Simulação em Sistemas Não Inerciais.

Antes de iniciar a simulação, deve-se conhecer os princípios físicos do problema, sendo assim, considerando o escoamento incompressível, apenas duas equações de conservação em regime permanente podem representar o escoamento em uma turbina hidráulica, sendo a equação da conservação da massa (Eq. (3.37)) e da quantidade de movimento no sistema não

inercial em termos de força/volume (Eq. (3.38)). Para o sistema inercial as equações tem como base a velocidade absoluta sem os efeitos das acelerações aparentes.

$$\nabla \cdot \vec{w} = 0 \quad (3.37)$$

$$\nabla (\rho \vec{w} \cdot \vec{w}) + \rho (\vec{a}_{cor} + \vec{a}_{nor} + \vec{a}_{tan}) = -\nabla p^* + \nabla \vec{\tau} \quad (3.38)$$

Sendo:

ρ : massa específica do fluido;	\vec{w} : velocidade relativa;
p^* : pressão de movimento;	\vec{g} : aceleração gravitacional;
$\vec{\tau}$: tensor das tensões viscosas;	\vec{a}_{cor} : aceleração de Coriolis;
\vec{a}_{nor} : aceleração normal;	\vec{a}_{tan} : aceleração tangencial.

O tensor das tensões viscosas representa a tensão cisalhante exercida sobre o elemento de fluido, nas direções tangenciais e normais, portanto para a situação de fluido incompressível a Eq. (3.39) é apresentada, sendo “ i ” a direção e “ j ” a face do elemento diferencial:

$$\tau_{ij} = \mu \left(\frac{\partial w_i}{\partial x_j} + \frac{\partial w_j}{\partial x_i} \right) \quad (3.39)$$

3.3.2 Modelos de Turbulência

Os critérios de escolha dos modelos de turbulência variam de acordo com as características do escoamento, pois segundo Costa (2018), pelos regimes de escoamento serem altamente instáveis, tridimensionais e dependentes do tempo, os efeitos de viscosidade passam a ser aleatórios, necessitando de técnicas que possam prever o comportamento das partículas para que os termos que envolvem a viscosidade possam ser analisados.

Assim, de acordo com Wilcox (2006) há três tipos distintos de modelagem de turbulência:

- DNS (*Direct Numerical Simulation*): com um alto custo computacional (REZENDE, 2009), tem como característica calcular numericamente todas as escalas da turbulência, segundo a descrição da cascata de energia de Kolmogorov utilizando as equações de Navier-Stokes;
- LES (*Large Eddy Simulation*): apresentando uma demanda intermediária de recursos computacionais (REZENDE, 2009), esse tipo de modelagem tem por característica separar as pequenas estruturas das grandes escalas por meio de um processo de filtragem espacial, de modo que as grandes escalas são resolvidas pelo

método numérico direto e as pequenas escalas são modeladas e resolvidas pelo método de sub malhas¹;

- RANS (*Reynolds Averaged Navier-Stokes*): apresentando uma demanda mais baixa de recursos computacionais (REZENDE, 2009), esse modelo é baseado na quantificação da viscosidade turbulenta com base na hipótese de Boussinesq, sendo determinados os tensores de Reynolds.

Para cada tipo de modelagem, é necessário levar em consideração a disponibilidade tecnológica, tal como o custo de operação de cada modelo. A Figura 3.16 apresenta de forma simplificada os tipos de modelagem relacionando o custo computacional com o grau de modelagem² exigido.

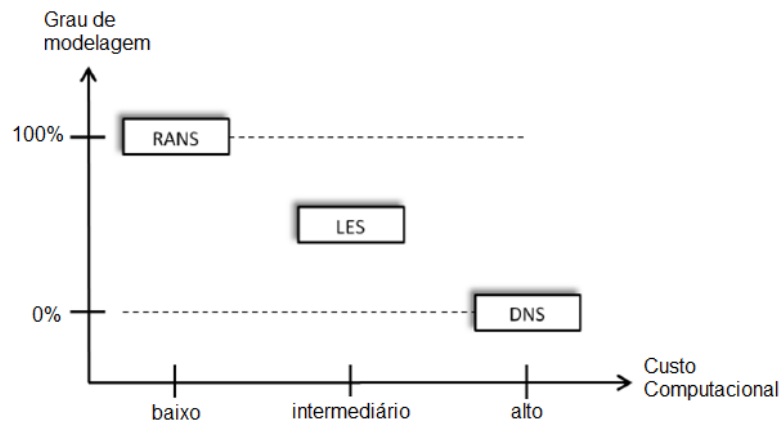


Figura 3.16: Relação entre o custo computacional e o grau de modelagem.

Fonte: Adaptado de Rezende (2009)

Além de ser frequentemente utilizados os modelos baseados em RANS ou URANS (*Unsteady Reynolds Averaged Navier-Stokes*), tem como principal característica a modelagem da energia cinética e dissipação turbulenta, para a obtenção da viscosidade turbulenta que por sua vez, são determinados os tensores de Reynolds pela hipótese de Boussinesq. Basicamente pode-se citar o modelo de duas equações de transporte de propriedades turbulentas, uma representando a equação da energia cinética instantânea (k) e outra representando a equação da taxa de dissipação da energia cinética turbulenta (ε) ou, da frequência de passagem de grandes estruturas turbulentas quantificadas pela vorticidade (ω). Em ambos modelos a viscosidade turbulenta é definida como $\mu_t = C_v l$, em que v representa a escala de velocidade de turbulência

¹ Técnica que consiste em computar as grandes estruturas vorticosas pela interação fluido-estrutura ao mesmo tempo em que as pequenas escalas, pois contribuem pouco para as tensões de Reynolds por serem mais fracas.

² O grau de modelagem é definido com alto nível de detalhes e um grande refino de malha.

(m/s) e l , a escala de comprimento do vórtice. O modelo k - ε , define-se com base nas escalas de energia de turbulência, $\nu=k^{1/2}$ e $l=k^{3/2}/\varepsilon$, resultando a viscosidade turbulenta como: $\mu_t=\rho C_\mu k^2/\varepsilon$.

O modelo de turbulência k - ε , é obtido quando são introduzidas as médias e flutuações das taxas de deformação e cisalhamento na equação das médias de Reynolds, de modo que, após muito algebrismo, é possível obter a equação escalar para a energia cinética instantânea “ k ”, que resulta da soma entre a energia cinética do escoamento (K) e a energia cinética de flutuação (k'), resultando a Eq. (3.40).

A equação da energia cinética do escoamento (K), é obtida multiplicando as componentes do plano tridimensional espacial da equação de Reynolds por suas respectivas componentes de velocidade. Analogamente, a energia cinética turbulenta utiliza da relação com as equações de Navier-Stokes pela introdução das flutuações dos componentes de velocidade, resultando:

$$\frac{\partial(\rho k)}{\partial t} + \text{div}(\rho k \vec{U}) = \text{div} \left(-\overline{p \vec{u}'} + 2\overline{\mu \vec{u}' e'_{ij}} - \rho \frac{1}{2} \overline{u'_i \cdot u'_i u'_j} \right) - 2\overline{\mu e'_{ij} \cdot e'_{ij}} - \overline{\rho u'_i u'_j} \cdot E_{ij} \quad (3.40)$$

<i>Taxa de variação de k</i>	<i>Transporte de k por convecção</i>	<i>Transporte de k pela pressão</i>	<i>Transporte de k pela tensão viscosa</i>	<i>Transporte de k pela tensão por Reynolds</i>	<i>Taxa de dissipação de k</i>	<i>Produção de turbulência</i>
(I)	(II)	(III)	(IV)	(V)	(VI)	(VII)

Verifica-se na Eq. (3.40), que o termo (VII) tem sinal negativo, entretanto este é definido como uma produção de turbulência, devido as tensões de cisalhamento significantes de deformação serem positivas, resultando então no termo (VI) como único referente a dissipação de energia. Sendo assim, pode-se introduzir a dissipação de energia de turbulência em outra equação para “ ε ”, segundo Versteeg & Malalasekera (1995).

As Eqs. (3.41) e (3.42), mostram as equações simplificadas com termos modelados para a energia cinética e dissipação turbulenta. As equações de k e ε , possuem constantes que podem ser ajustadas, entretanto o modelo *standard* define as constantes como: $C_\mu=0,09$, $\sigma_k=1,00$, $\sigma_\varepsilon=1,30$, $C_{1\varepsilon}=1,30$ e $C_{2\varepsilon}=1,30$.

$$\frac{\partial(\rho k)}{\partial t} + \text{div}(\rho k \vec{U}) = \text{div} \left(\frac{\mu_t}{\sigma'_k} \text{grad } k \right) + 2\mu_t E_{ij} \cdot E_{ij} - \rho \varepsilon \quad (3.41)$$

$$\frac{\partial(\rho \varepsilon)}{\partial t} + \text{div}(\rho \varepsilon \vec{U}) = \text{div} \left(\frac{\mu_t}{\sigma'_\varepsilon} \text{grad } \varepsilon \right) + C_{1\varepsilon} \frac{\varepsilon}{k} 2\mu_t E_{ij} \cdot E_{ij} - C_{2\varepsilon} \rho \frac{\varepsilon^2}{k} \quad (3.42)$$

<i>Taxa de variação de k ou ε</i>	<i>Transporte de k ou ε por convecção</i>	<i>Transporte de k ou ε por difusão</i>	<i>Taxa de produção de k ou ε</i>	<i>Taxa de destruição de k ou ε</i>
-----------------------------------	---	---	-----------------------------------	-------------------------------------

O modelo de turbulência $k-\omega$, tem também como base duas equações escalares de transporte, em que o termo de dissipação é calculado com base na vorticidade, resultando na viscosidade turbulenta, definida como: $\mu_t = \rho C_\mu k^2 / \varepsilon$, de modo que a escala de comprimento é determinada como $k^{1/2} / \omega$. Sendo assim, as novas equações para k e ω são:

$$\frac{\partial(\rho k)}{\partial t} + \text{div}(\rho k \vec{U}) = \text{div} \left(\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \text{grad } k \right) + \left(2\mu_t E_{ij} \cdot E_{ij} - \frac{2}{3} \rho \omega \frac{\partial U_i}{\partial x_j} \delta_{ij} \right) - \beta^* \rho k \omega \quad (3.43)$$

$$\frac{\partial(\rho \omega)}{\partial t} + \text{div}(\rho \omega \vec{U}) = \text{div} \left(\left[\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\omega} \right] \text{grad } \omega \right) + \gamma_1 \left(2\rho E_{ij} \cdot E_{ij} - \frac{2}{3} \rho \omega \frac{\partial U_i}{\partial x_j} \delta_{ij} \right) - \beta' \rho \omega^2 \quad (3.44)$$

Taxa de variação de k ou ω	+ Transporte de k ou ω por convecção	=	Transporte de k ou ω por difusão turbulenta	+ Taxa de produção de k ou ω	- Taxa de dissipação de k ou ω
---	--	---	---	--	---

Com o advento da metodologia *Shear Stress Transport (SST)*, há a combinação dos modelos $k-\varepsilon$ e $k-\omega$ resultando no modelo $k-\omega$ SST. Tal modelo foi inicialmente proposto por Menter (1994) com a finalidade de modelar a turbulência com variação do gradiente de pressão e separação da camada limite no escoamento (LAUNDER; SPALDING, 1974; YAKHOT *et al.*, 1992).

Desse modo, as equações fundamentais desse modelo são apresentadas a seguir:

$$\frac{\partial k}{\partial t} + \bar{u}_j \frac{\partial k}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\nu + \frac{\nu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + P^k - \beta' k \omega \quad (3.45)$$

$$\begin{aligned} \frac{\partial \omega}{\partial t} + \bar{u}_j \frac{\partial \omega}{\partial x_j} = & \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\nu + \frac{\nu_t}{\sigma_\omega} \right) \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \right] + \alpha \frac{P^k}{\nu_t} - \beta \omega^2 \\ & + 2(1 - F_1) \sigma_{\omega^2} \frac{1}{\omega} \frac{\partial k}{\partial x_i} \frac{\partial \omega}{\partial x_i} \end{aligned} \quad (3.46)$$

Sendo:

- u_j as componentes de velocidade [m/s];
- ν a viscosidade cinemática [kg/ms];
- ν_t a viscosidade turbulenta [kg/ms];
- F_1 o termo da função mistura;
- P^k termo de produção da energia cinética turbulenta;
- $\alpha, \beta', \beta, \sigma_k$ e σ_ω são constantes empíricas dos modelos de turbulência.

De acordo com Rezende (2009) o escoamento definido na região externa emprega as características do modelo $k-\varepsilon$ assumindo o valor de F_1 igual a zero, já para o escoamento em regiões próximas às paredes, onde há efeito de viscosidade, utiliza-se o modelo $k-\omega$ de modo

que a função de mistura é definida como F_1 igual a 1. Assim as constantes empíricas são destacadas na Tabela 3.6.

Tabela 3.6: Constantes do modelo de turbulência $k-\omega$ SST.

α	β'	β	σ_k	σ_ω
aprox.0,553	0,075	0,09	0,85	0,5

Fonte: Adaptado de Menter et. al. (2003).

3.3.3 Malhas Computacionais

Tu et al. (2008) afirmam que a discretização espacial em forma de malha computacional é um dos passos mais importantes da fase de pré-dimensionamento, isso porque a malha fica diretamente responsável pela confiabilidade das soluções em CFD. O tempo de simulação é dependente do nível de refinamento da malha, entretanto a solução deve ser independente da malha, isto é, quando uma malha atinge um valor de uma certa variável global, como por exemplo o rendimento, e não é necessário um novo refinamento devido a solução estar dentro do limite assintótico da solução da variável.

Uma malha de boa qualidade respeita as concentrações de elementos nas regiões com altos gradientes, evitando elementos distorcidos e mantendo uma variação suave de espaçamento entre cada elemento. Portanto, as malhas são classificadas como:

- Malhas estruturadas: caracterizada pela disposição regular repetida de elementos hexaédricos em 3D, podendo ser chamados de blocos.
- Malhas não estruturadas: os volumes são distribuídos de forma aleatória pelo domínio, sem apresentar um padrão repetido utilizando elementos tetraédricos em 3D. A principal vantagem desse tipo está na adaptação de geometrias complexas.
- Malhas híbridas: implica em utilizar as malhas estruturadas e não-estruturadas em conjunto, de modo que, para cada necessidade, se utiliza uma classificação.

Da mesma maneira, há diferença na caracterização de elementos de malha, sendo separados pelos formatos demonstrados na Figura 3.17. Cada elemento tem uma função de atuação, como sugere Ribeiro (2012):

- Hexaédrico: utilizado para escoamentos com direção e efeito cisalhante, visando alto rendimento de cálculo;
- Tetraédrico: é indicado para automação na geração de malha;

- Prisma: melhor desempenho nas camadas cisalhantes, facilmente combinável com outras malhas e não recomendado para geometrias complexas;
- Piramidal: surgem como um elemento conector entre camadas de prismas e tetraedros ou hexaedros.

Quando aplicadas à superfície de parede (sólidas), os processos que envolvem o estudo do escoamento, tal como a definição de critérios de camada limite e interação fluido-estrutura, requerem a presença de elementos prismáticos (Figura 4.3).

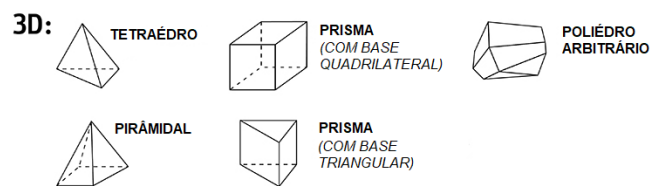


Figura 3.17: Forma dos elementos de malhas.

Fonte: Adaptado do Manual do Usuário do ANSYS (2020)

3.3.1 Lei de Parede

Para as análises eficientes dos efeitos de escoamento em regiões próximas a superfícies sólidas é utilizado as funções de parede (Lei de Parede), que consiste em determinar a menor distância entre o nó do primeiro elemento e a parede, de forma a calcular a tensão na parede em função dos perfis de velocidade nas regiões da subcamada viscosa, intermediária e externa, segundo o valor de y^+ , definido na Eq. (3.47):

$$y^+ = \frac{\rho \Delta y u_t}{\mu} \quad (3.47)$$

Sendo:

Δy a distância entre dois pontos da malha;

u_t a velocidade de atrito;

μ a viscosidade dinâmica;

A velocidade de atrito na parede é definida em função da tensão cisalhante do fluido na parede (τ_w) definida como:

$$u_t = \sqrt{\frac{\tau_w}{\rho}} \quad (3.48)$$

Portanto, segundo a Figura 3.18, se o escoamento próximo à parede é exclusivamente determinado pelas condições de parede, então é possível afirmar que para y^+ menores que 5, a subcamada viscosa produz uma condição de não escorregamento (*no-slip condition*), de modo que a velocidade adimensional para essa condição conduz a:

$$u^+ = y^+ \quad (3.49)$$

Em contrapartida, fora da subcamada viscosa, ocorre uma difusão de efeitos turbulentos de modo a empregar funções logarítmicas, analisadas a partir da Eq. (3.50):

$$u^+ = \frac{1}{K_C} \ln(y^+) + B \quad (3.50)$$

Sendo:

B a constante da camada logarítmica que depende da rugosidade;

K_C a constante de von Kármán.

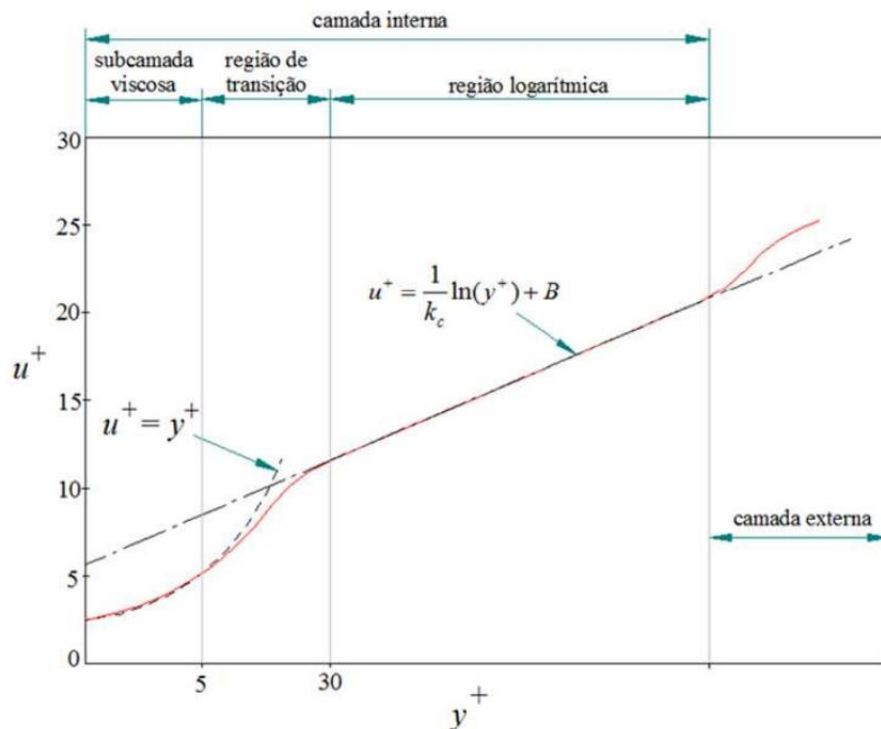


Figura 3.18: Divisões de camada limite na análise de escoamentos turbulentos.

Fonte: Angulo (2016)

Segundo Tu & Liu (2013) e Sarmiento (2013) a Eq. (3.50), é uma região logarítmica de modo que tem-se valores de y^+ entre 30 e 200, de modo que a constante de Von Kármán se

aproxime ao valor de 0,4. Além disso, é recomendado que os valores de y^+ sejam o mais próximo do limite inferior (próximos de 30) quando a malha for não-estruturada.

Para a escolha do y^+ é importante contar com a experiência de outros trabalhos reportados na literatura. Valores de y^+ , em torno de 1,0, resultam em malhas muito bem refinadas próximas das paredes onde os gradientes de velocidade encontram-se na subcamada laminar ou viscosa. Uma situação em que este valor deve ser rigorosamente considerado, por exemplo, no cálculo de arrasto em corpos aerodinâmicos (2D), de modo que pela integração de pressões e tensões de cisalhamento ao redor do corpo, deve ser realizada com muita precisão. Entretanto, valores de y^+ entre 5 e 80, podem ser considerados aceitáveis em configurações de escoamentos em máquinas de fluxo, sem comprometimento com a solução, após a realização da independência de malha, o que torna também viável o tempo de processamento, que por sua vez depende da disponibilidade de equipamentos computacionais nos laboratórios de alto desempenho.

3.4 Análise Experimental

Nesta seção será apresentado a análise experimental com a descrições sobre o funcionamento da bancada e os equipamentos e métodos utilizados.

O LHPCH (Laboratório Hidrodinâmico de Pequenas Centrais Hidrelétricas) possui uma plataforma de estudos de máquinas hidráulicas denominado de Laboratório Didático Científico de Pequenas Centrais Hidrelétricas, utilizado para capacitação técnica e superior de pessoal, além de possuir dois circuitos independentes para fins didáticos.

O primeiro sistema (em roxo, Figura 3.19), é composto de uma bomba centrífuga (30 kW do motor elétrico acoplado a bomba, $Q_{m\acute{a}x}=0,14 \text{ m}^3/\text{s}$ e $H=28\text{m}$) com variação de rotação através do acoplamento hidrocínético (óleo), reservatório de normalização de pressão e medidor de vazão de Venturi.

O segundo sistema (em azul), é conectado ao primeiros para o ensaio de modelos de turbinas Francis e/ou Axiais, e o terceiro (em vermelho), está diretamente ligado ao primeiro sistema e consiste de uma tubulação que permite o ensaio de modelos reduzidos de turbinas axiais tubulares.

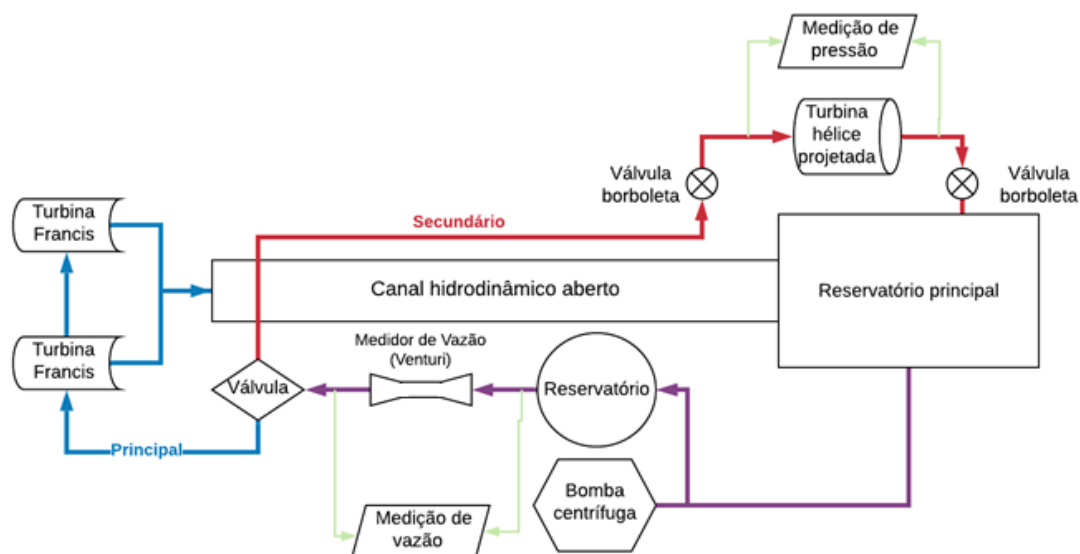


Figura 3.19: Representação esquemática do LHDC.

O sistema (vermelho) utilizado no trabalho, consiste de uma tubulação de aço com 219,08 [mm] de diâmetro externo e parede $e=8,18$ [mm], além de ser controlado por duas válvulas do tipo borboleta na entrada e na saída do sistema. Na seção de ensaio, apresenta um trecho de carcaça em acrílico para visualização do escoamento na turbina (vide Figura 3.20).

Os instrumentos que compõem a bancada de testes, são apresentados na Figura 3.20, indicando sua posição e sua função:

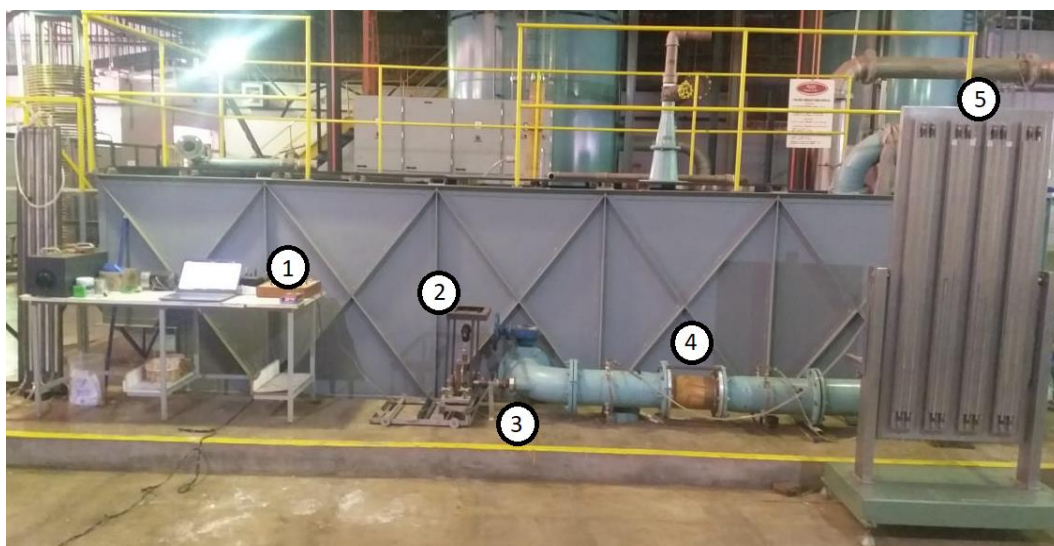


Figura 3.20: Bancadas de ensaio

Sendo:

- | | |
|-----------------------------------|-----------------------------------|
| 1 – <i>Display</i> do Torquímetro | 4 – Conjunto rotor - distribuidor |
| 2 – Freio de cinta | 5 – Manômetro de mercúrio em “U” |
| 3 – Torquímetro | |

3.4.1 Equipamentos

Para os ensaios experimentais, foram usados os equipamentos:

- Tacômetro digital

Função: Com o uso de um sistema de *laser* e uma fita no eixo, o tacômetro mede a rotação.



Figura 3.21: Tacômetro

Dados técnicos:

Modelo DT-2234C	Precisão de $\pm 0,05\%$ +1 dígito do valor
Distância de detecção entre 50 a 500mm	Tempo de amostragem mínimo de 0,8 s.

- Torquímetro

Função: acompanhado por um *display* que converte os sinais elétricos em valores de torque, quando aplicado o Freio de cinta.



(a)



(b)

Figura 3.22: (a) Torquímetro e (b) Display de leitura

Dados técnicos:

Modelo MKDC de 10 Nm	Modelo MK-2030
	Precisão de $\pm 0,1\%$ do fundo de escala

- Manômetro de mercúrio tipo “U”

Função: usado para aquisição de pressão à montante e à jusante do conjunto, esse medidor utiliza a relação de diferencial de altura para as medições.

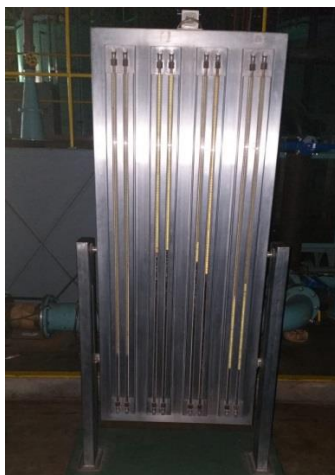


Figura 3.23: Manômetros de mercúrio do LHPCH.

Dados técnicos:

A escala é de 0 a 1,000 m

- Dinamômetro digital

Função: usado para medir a carga em quilogramas aplicada pela cinta no freio de cinta.



Figura 3.24: Dinamômetro de mola

Dados técnicos:

Precisão de 0,1% da capacidade total

Escala de 0 a 50 kg

- Manômetro de água tipo U

Função: o manômetro em U de água é usado para medir a diferença de pressão na entrada e na saída do medidor de vazão (Venturi).



Figura 3.25: Manômetro em “U” do medidor de vazão tipo Venturi.

Dados:

A escala é de 0 a 2,250 m

- Equipamento de frenagem

Função: frear o eixo ligado ao rotor, de modo a controlar a rotação.



Figura 3.26: Freio de cinta.

3.4.2 Ensaio

Neste trabalho, a metodologia de ensaio foi baseado em Botan (2019) e Rodrigues (2019), porém utilizando um freio mecânico de cinta, ao invés de um freio elétrico. Inicialmente, a proposta de validação experimental tinha como princípio a metodologia de ensaio usada por

Botan e Rodrigues, porém devido a limitações técnicas e orçamentárias, optou-se por utilizar apenas equipamentos mecânicos de controle, como é o caso de freio de cinta.

A metodologia utilizada no ensaio utilizou um freio mecânico conhecido como Freio de cinta, que consiste em um disco ligado ao eixo que é freado pelo uso de força de atrito aplicado por uma cinta de couro quantificada pelo dinamômetro digital de forma a controlar a rotação, e incitando a potência de eixo, apresentado de forma esquemática na Figura 3.27, com a metodologia de cálculo pelo dinamômetro apresentada no Apêndice C.

Assim, os procedimentos de ensaio foram divididos em duas etapas: procedimentos preliminares, (antes do início do ensaio), e experimentais.

Procedimentos preliminares:

1. Verificar a ligação dos equipamentos elétricos para que não ocorra curto circuito;
2. Ligar o torquímetro na rede elétrica;
3. Ligar a bomba do sistema principal;
4. Após ligar a bomba, aguardar o acionamento completo da bomba;
5. Abrir a válvula da saída do sistema;
6. Abrir a válvula localizada próxima ao medidor Venturi;
7. Estabilizado o sistema, verificar se a válvula referente a variação de vazão no sistema está totalmente aberta.

Procedimentos experimentais:

1. Cada ensaio terá como parâmetro inicial manter a rotação constante para cada variação dos demais parâmetros de vazão e altura de queda líquida;
2. A vazão será calculada através da diferença das alturas lidas no manômetro em “U” (invertido), com ligação no Venturi;
3. A variação de pressão entre a entrada e saída da turbina, será calculada pela diferença da coluna de mercúrio no manômetro tipo “U”, em relação à pressão atmosférica local separadamente.
4. A carga aplicada na cinta no disco ligado ao eixo, determina o valor do torque no eixo do rotor, registrados no *display* do torquímetro;
5. Com um tacômetro, define-se a rotação do rotor.

Um roteiro adicional de ensaio encontra-se disponível no Apêndice B, apresentando o plano para obtenção das grandezas operacionais de vazão, cálculo de pressão estática a montante e a jusante, altura de queda e torque, além das grandezas dependentes de potência hidráulica, potência de eixo, potência perdida por atrito mecânico (no mancal e rolamento) e rendimento hidráulico.

Além disso, deve ser considerado a posição dos manômetros em U, com relação a posição da turbina, APÊNDICE D.

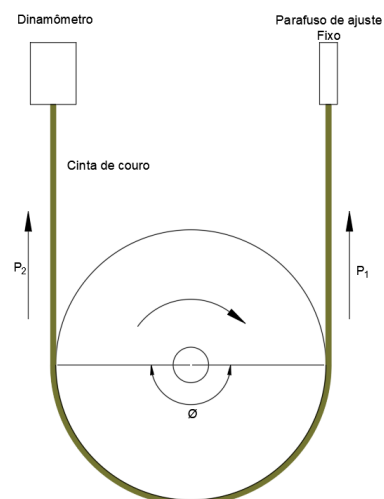


Figura 3.27: Esquema do freio de cinta do LHPCH.

4. ANÁLISE DE RESULTADOS

Inicia-se então, a apresentação e discussão dos resultados deste trabalho, afim de comparar os resultados das etapas numéricas e experimentais, de maneira a validar a metodologia empregada. Desse modo, o capítulo é dividido em: simulação numérica-computacional, ensaio experimental e análise comparativa de resultados.

Primeiramente, será apresentado os resultados da metodologia de análise computacional, expondo as particularidades desenvolvidas, além de apresentar as condições de contornos e esquemas de solução numérica para a obtenção das curvas de comportamento de potência hidráulica, potência de eixo, rendimento e altura de queda líquida.

No item denominado de “Ensaio experimental”, será apresentado os modelos *prototipados*, tanto do rotor quanto do distribuidor, além de apresentar de maneira detalhada os resultados dos ensaios experimentais desenvolvidos usando o freio de cinta.

Serão apresentados resultados comparativos, entre os dados numéricos e experimentais, mostrando as divergências, quando houverem, e explicando os gráficos para ambos os métodos.

4.1 Simulação Numérica-computacional

4.1.1 Geometria e Malha.

Para a discretização da geometria foram utilizadas malhas não estruturadas, estruturadas e híbridas, com refino diferente para cada subdomínio sendo eles: a tubulação de entrada em “S”, entrada ao distribuidor, distribuidor, rotor, saída do rotor e duto de saída (Figura 4.1). No sistema são considerados os elementos hidrodinâmicos, como hastes de fixação, eixo, suporte de fixação e ogivas na entrada e saída. Para o cálculo numérico da pressão de entrada e saída, foram utilizadas as posições axiais (montante e jusante, Figura 4.7) com referência ao banco de ensaios. O canal da geometria do rotor-distribuidor foi apenas uma seção periódica, técnica aplicada em máquinas de eixo horizontal em que se considera o princípio do equilíbrio radial. O acoplamento entre as regiões periódicas (turbina) e inteiras (tubulação), foi pela técnica de *frozen-rotor*, no código CFX®. Desse modo, os domínios são definidos como:

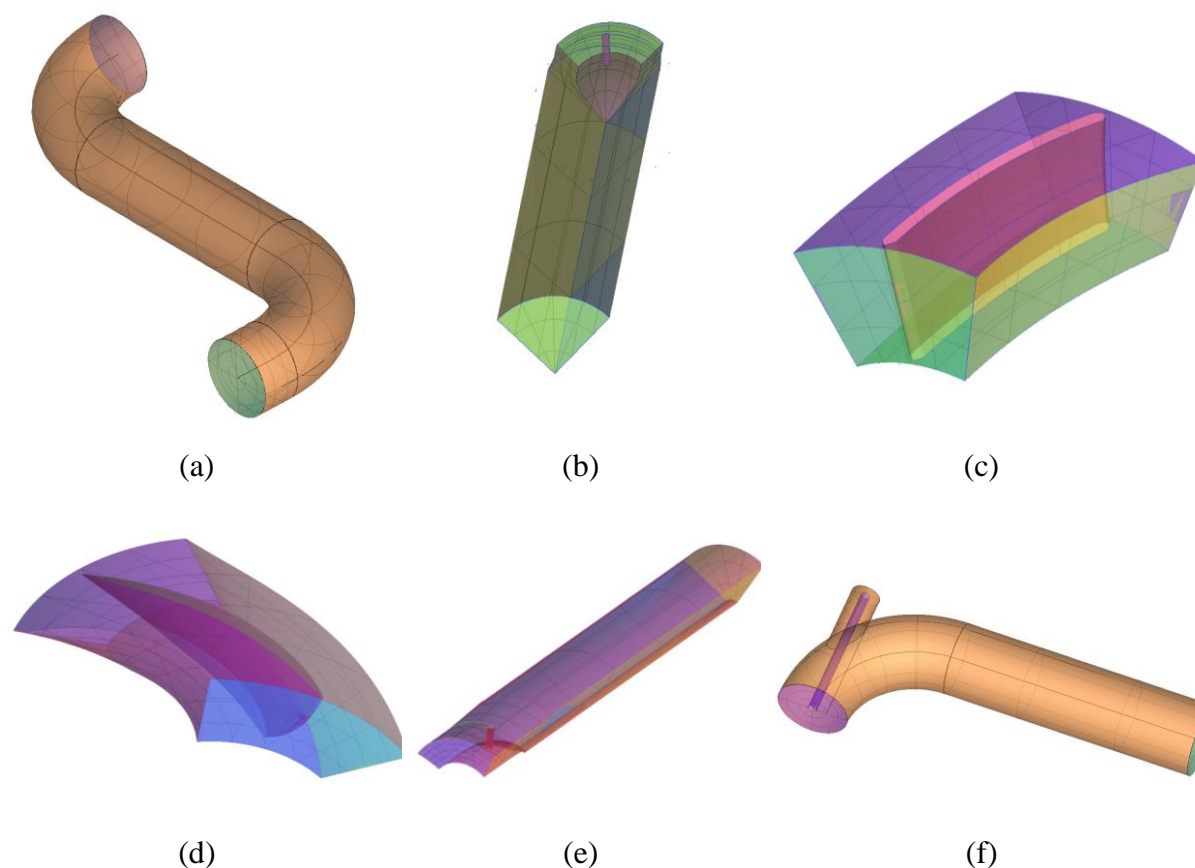


Figura 4.1: Domínios: (a) tubulação de entrada, (b) entrada do distribuidor, (c) distribuidor, (d) rotor, (e) saída do rotor e (f) cotovelo de saída.

Além disso, com a aproximação do modelo real, é apresentado os itens construtivos como os suportes de fixação na entrada e saída (Figura 4.2a e Figura 4.2b), saída do eixo (Figura 4.2c), e a redução de seção nas entradas e saídas do sistema.

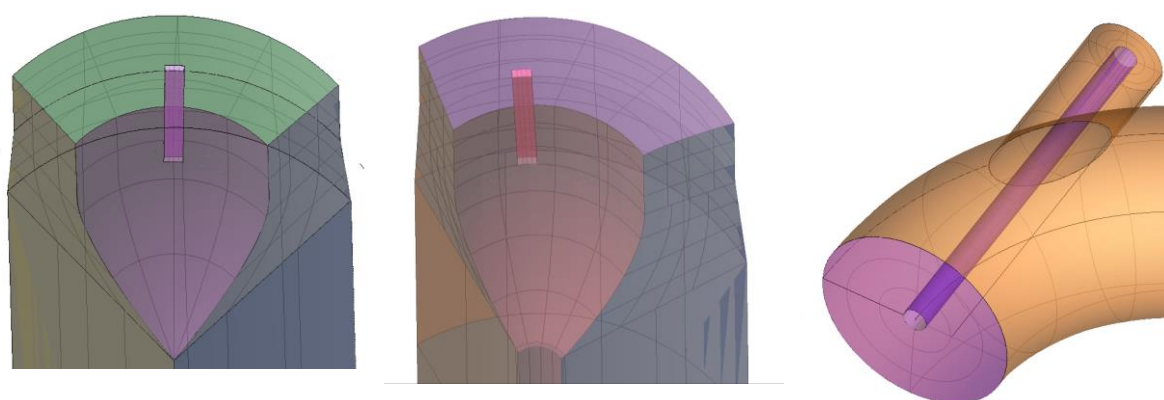


Figura 4.2: Elementos construtivos como redução de seção e haste de fixação nas (a) entrada e (b) saída, e (c) saída do eixo.

Na Figura 4.3a-b, mostra a malha híbrida no rotor e distribuidor, com maior densidade de elementos prismáticos próximos a parede, com transição para elementos piramidais e tetraédricos. O valor da altura do primeiro elemento prismático foi aproximado com base em cálculos preliminares, partindo do uso de dados iniciais como velocidade meridional no perfil, tamanho da corda do perfil e número de Reynolds, previu-se o $y^+ = 20$ e assim, foi aplicado o tamanho de malha abaixo apresentado

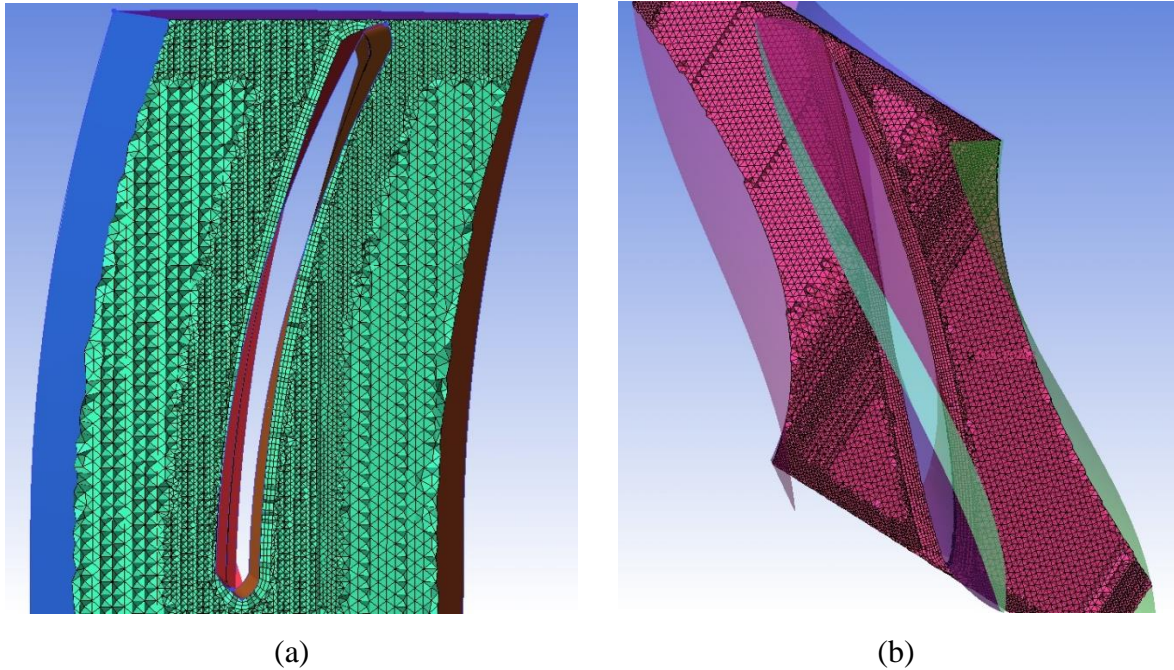


Figura 4.3: Malhas híbridas (a) no distribuidor e (b) no rotor.

Na Figura 4.4, apresenta a malha estruturada gerada na saída do rotor com base na criação de blocos, com elementos hexaédricos, com fator de crescimento de 1,1.

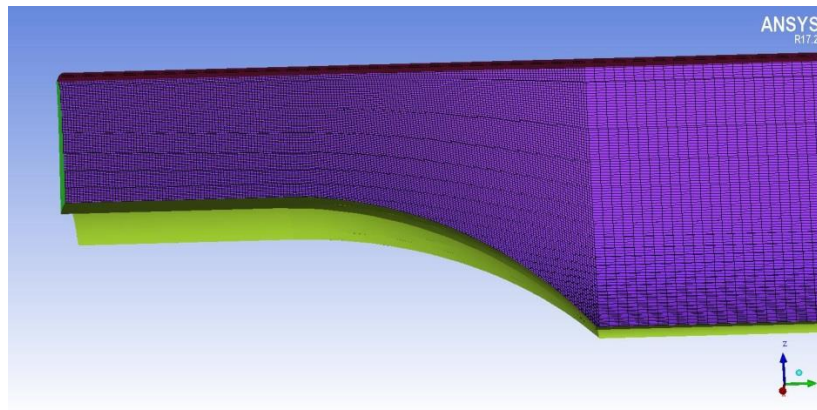


Figura 4.4: Malha estruturada, domínio saída rotor.

Para a maioria das implementações do modelo $k-\omega$ SST, os valores de y^+ de 1 a 2 são desejáveis, quando usadas as funções de parede. No entanto, mesmo com as funções de parede, os valores y^+ podem variar de 30 ou 50 a 200 (como o valor mais alto), de forma a trabalhar dentro da região logarítmica. Assim, a Figura 4.5 apresenta os contornos de y^+ nas superfícies da pá do rotor e da palheta diretriz do distribuidor com valores que variam de ~ 8 a ~ 88 ; os contornos mostram que os valores de y^+ para a simulação encontram-se na região logarítmica, onde o modelo $k-\varepsilon$ funciona adequadamente quando as funções de parede são introduzidas, de modo a assumir resultados de $30 < y^+ < 300$, para Reynolds intermediários.

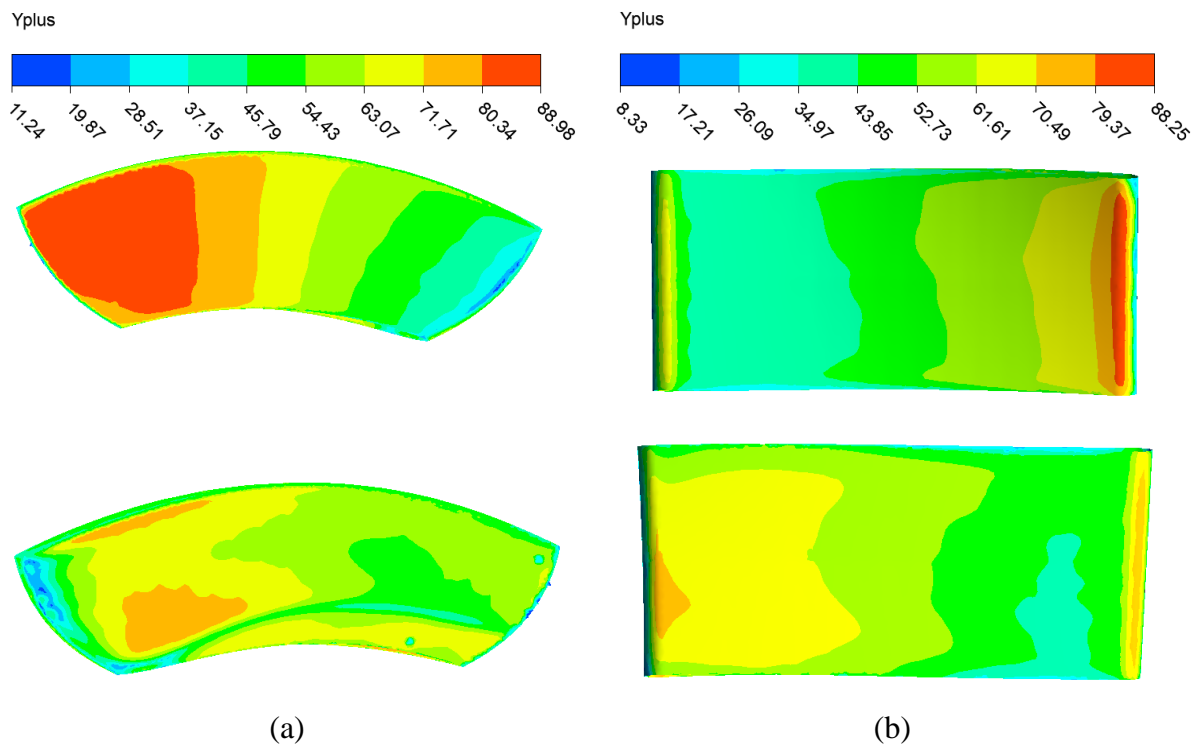


Figura 4.5: y^+ referente a (a) pá do rotor e (b) palheta diretriz do distribuidor.

Além disso, foi feito um breve estudo de independência de malha, no qual consiste em determinar se a malha do volume finito está refinada suficientemente para identificar as características de escoamento, além de obter resultados mais confiáveis. Esse estudo é feito pela análise comparativa de duas ou mais malhas com diferentes graus de refino, de modo que é sugerido o uso de três níveis de refinamento (malha grosseira, malha média e malha de referência).

A metodologia aplicada para essa verificação é a GCI (*Grid Convergence Index*) que é baseada em um estimador de erro de refinamento de malha derivado da teoria da extrapolação generalizada de Richardson, de modo que um pequeno valor de GCI indica que o cálculo está

dentro da faixa assintótica, ou seja, a medida de incerteza da convergência da malha está longe do valor numérico assintótico.

Assim, o critério de independência de malha por GCI foi aplicado no domínio do rotor apenas, aplicado com uma abordagem tridimensional, tendo como grandeza verificada o valor do torque das pás do rotor, de modo que o resultado é apresentado na Tabela 4.1.

Tabela 4.1: Independência de malha por GCI.

Malha	Número de elementos	Torque [Nm]	GCI ₁₂	GCI ₂₃	Assintótica
1	1.283.141	21,372			
2	1.990.357	22,099	-10,471	-0,381	0,971
3	2.592.660	23,160			

Para todos os métodos de canais periódicos, foi utilizado a geração de malha com definição do ângulo periódico, de modo que, ambos os lados da periódica tivessem o mesmo tamanho e quantidade de elementos. Dessa forma, o número total de elementos para cada domínio, estão apresentados na Tabela 4.2.

Tabela 4.2: Número de elementos referentes aos domínios.

	Tubo de Entrada	Periódica de entrada	Distribuidor	Rotor	Periódica de saída	Saída	Total
<i>Elementos</i>	5.905.943	4.989.084	1.463.614	2.592.660	3.742.196	4.267.110	22.960.607

4.1.2 Montagem e Simulação

A Figura 4.6 apresenta o sistema quando acoplados todos os domínios e a Figura 4.7 mostra os planos perpendiculares na seção de entrada e saída onde são conferidas as pressões.

Dessa maneira, com o uso do *software CFX-Pre*® alterou-se apenas a condição de contorno na superfície de entrada para variações da vazão mássica, enquanto que na superfície de saída, o valor da pressão relativa é considerada inicialmente zero para a rotação constante no rotor.

Para o cálculo do escoamento com base nas RANS foi utilizado o modelo de turbulência *k- ω SST*. O cálculo da pressão total é feito com base na média ponderada pela vazão nos planos perpendiculares (Figura 4.7), considerando a variação de seção, responsável pela alteração da velocidade (pressão dinâmica) e o cálculo do momento, através da integração das tensões normais e de cisalhamento nas pás e no cubo do rotor.

Além da análise de dados prevista, a versatilidade dos *softwares* permite análises mais aprofundadas dos sistemas de forma a identificar localmente critérios como: as variações de

pressão, campos de velocidades, produção e dissipação de turbulência, além de variáveis como as taxas de deformação, vorticidade e cisalhamento em todos os domínios inerciais e não inerciais.

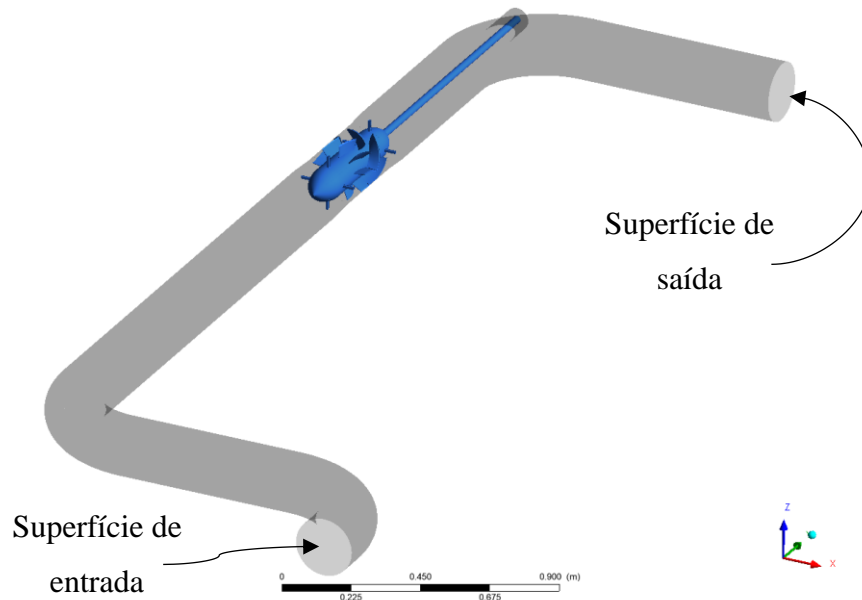


Figura 4.6: Conjunto completo.

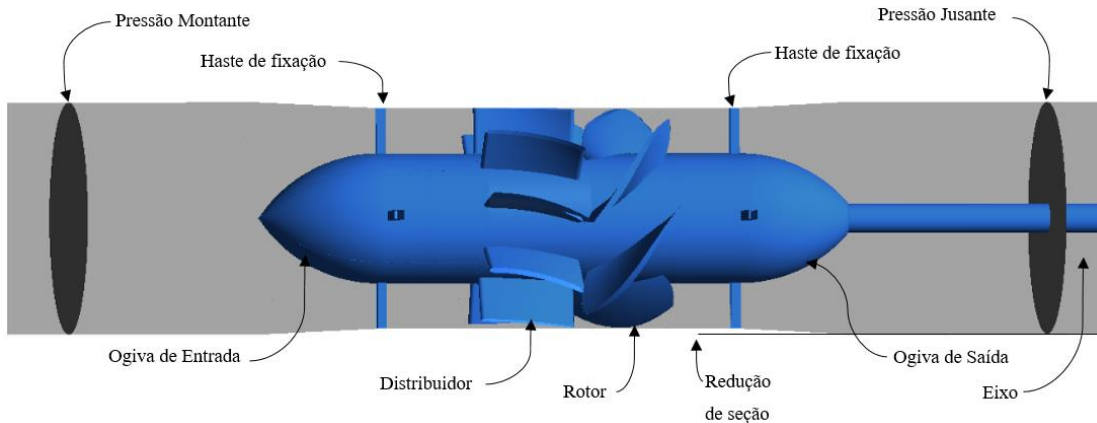


Figura 4.7: Planos de aquisição de pressão e redução de seção.

Deve-se notar que o projeto preliminar da turbina foi baseado no diagrama de colina da bomba centrífuga, considerando valores estáveis de $H=1,2$ [m], $Q=0,07$ [m³/s] e $n=720$ [rpm], correspondentes à faixa de n_{qA} (500,22) para máquina axial. Contudo, a potência de eixo para ensaios iniciais foi excessiva ultrapassando o limite de operação do motor elétrico antes instalado na bancada de testes. Como possível solução, propôs-se a redução da rotação de ensaio de forma a não ultrapassar a disponibilidade do motor elétrico usado para frenagem. Entretanto, com resultados continuamente insatisfatórios, alterou-se o sistema de frenagem de rotação, alterando o motor elétrico para um sistema mecânico (Freio de cinta), mantendo a baixa rotação,

permitindo a avaliação de um campo de vazão suficiente para análises comparativas das curvas características.

Numa primeira análise, é importante identificar os efeitos do escoamento na tubulação em “S”, na entrada do sistema. Por não possuir uma estrutura para uniformizar o fluxo (por exemplo uma colmeia), havia risco de que o escoamento ingressasse no sistema distribuidor com giro na velocidade absoluta. Porém na Figura 4.8, apresentando as linhas de corrente em todo o sistema, fica evidente que, conforme a norma IEC 60193, a distância de normalização do escoamento é aceitável, verificando-se a normalização da velocidade absoluta na entrada do distribuidor. Na mesma figura, assim como esperado devido ao giro do rotor, as linhas de corrente após o rotor mostram maiores intensidades de giro.

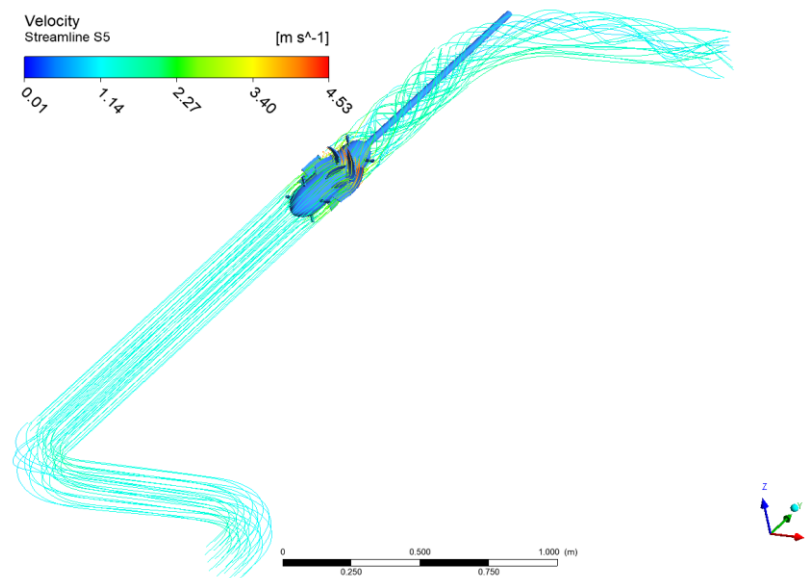


Figura 4.8: Linhas de corrente para o sistema completo.

A Figura 4.9, apresenta as linhas de corrente no rotor-distribuidor de maneira a analisar os efeitos do escoamento em torno dos perfis, tanto rotor-distribuidor quanto nos suportes de fixação. Nessa figura é observado que há regiões de separação provocadas pelos suportes de fixação formando regiões com estruturas vorticosas, interferindo de forma direta no rendimento da máquina, isso porque na saída do rotor, é observado além das estruturas vorticosas no suporte de fixação, a perturbação causada no escoamento. Essa perturbação é mais notável na Figura 4.10, que apresenta os contornos de velocidade, verificando-se as regiões de separação com quedas bruscas de velocidade do escoamento, tal como a região de perturbada apresentada no círculo preto.

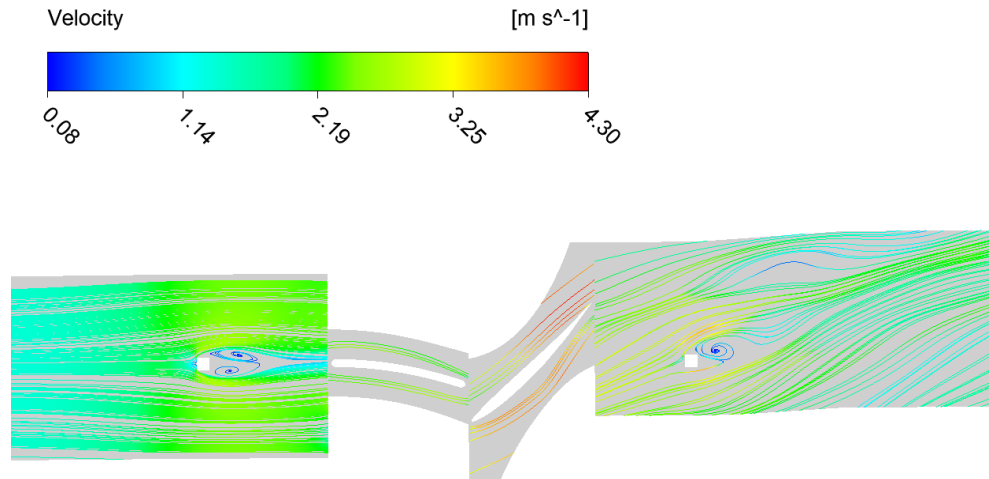


Figura 4.9: Linhas de escoamento em grade para a condição de 250 [rpm] e 0,04 [m³/s].

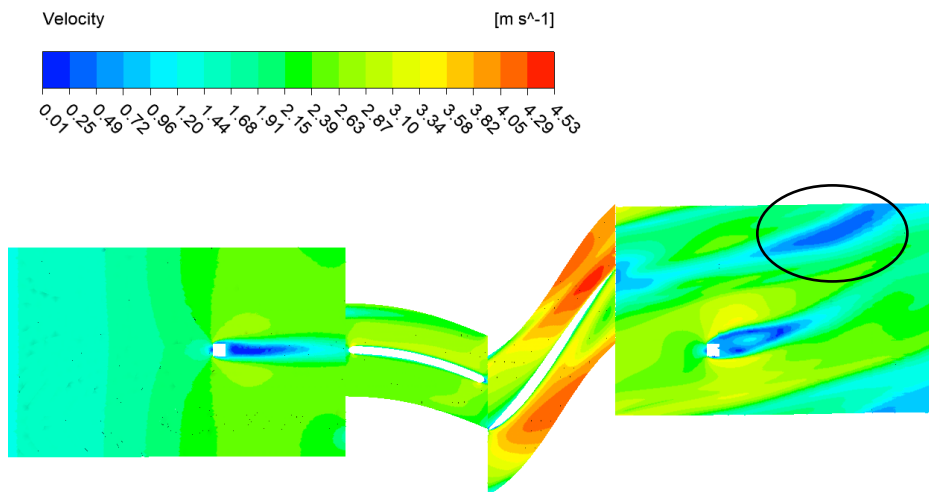


Figura 4.10: Campo de escoamento em grade para a condição de 250 [rpm] e 0,04 [m³/s].

A Figura 4.11a mostra as trajetórias das linhas de corrente no sistema inercial e não inercial com base nos seus respectivos domínios, isto é, o campo de velocidades absolutas no sistema diretor e o campo de velocidades relativas no sistema rotor. Por outro lado, na Figura 4.11a não são identificadas as regiões de separação, enquanto na Figura 4.11b, identifica-se as regiões de separação provocadas pela folga de topo de 1 [mm] interferindo no escoamento principal na sucção, sendo responsável pela redução do rendimento hidráulico.

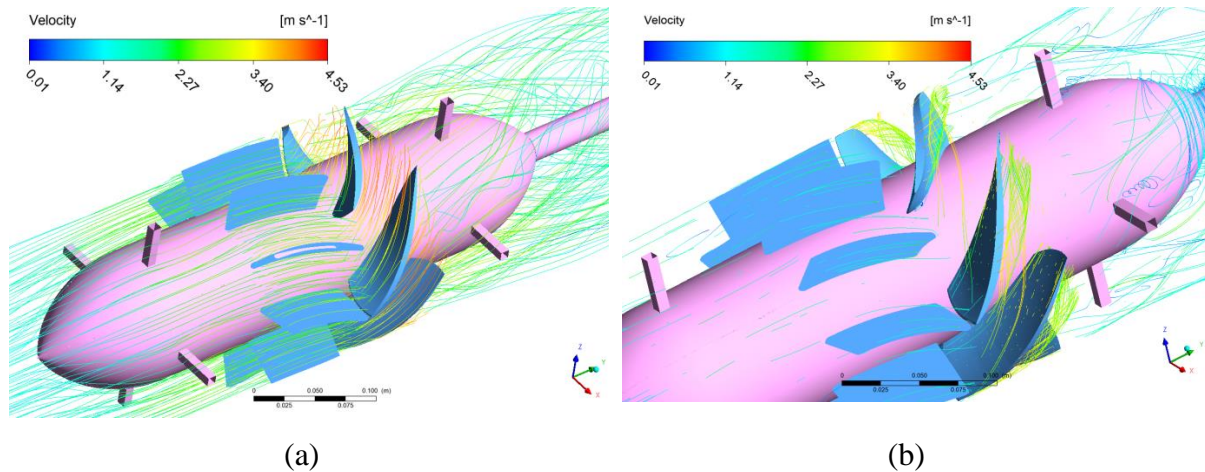


Figura 4.11: (a) Linhas de escoamento tridimensional, (b) linhas de escoamento na folha de topo, para a condição de 250 [rpm] e 0,04 [m³/s].

A Figura 4.12a apresenta as linhas de escoamento tridimensionais com a perturbação que ocorre nos sistemas não inerciais na saída do rotor, principalmente pela interferência na dissipação de energia após a haste de fixação que resulta em formação de vórtices; além disso, nota-se a formação de estruturas vorticosas na saída da ogiva, causando uma recirculação do escoamento próxima do eixo do sistema. Como não é possível identificar todas as perturbações no escoamento, na Figura 4.12b, apresenta as formações de vórtice em regiões superiores dos suportes (círculos vermelhos), como também regiões de separação na ogiva e eixo (círculo roxo). A caracterização destas estruturas é possível quando se tem um controle de refino de malha de forma adequada, prevendo os gradientes de pressão e velocidade. Por outro lado, a utilização do modelo de turbulência $k-\omega$ SST, prova-se apropriado para representar o escoamento principal e secundário, sobretudo no escoamento interno.

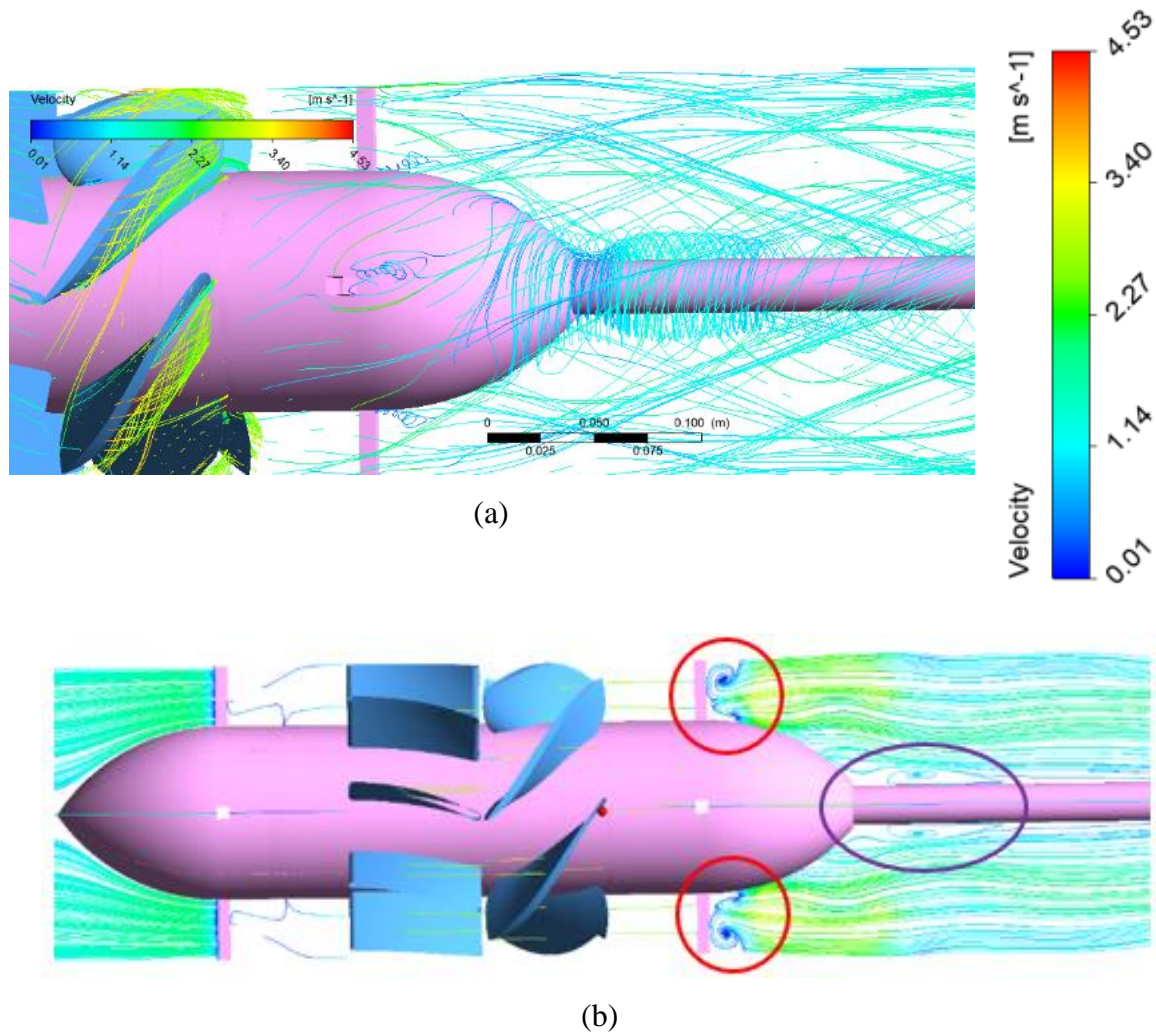


Figura 4.12: (a) Perturbação das linhas de escoamento, (b) linha de escoamento em plano longitudinal, para a condição de 250 [rpm] e 0,04 [m³/s].

No domínio de tubulação de saída da bancada de ensaios, há uma região em *vazio*, com a presença de um nivelador de eixo conectado ao sistema mecânico externo. Na Figura 4.13. apresenta as linhas de corrente com alta recirculação provocada pela região de estagnação (micro reservatório), entre o cotovelo e o eixo da turbina. Deve-se notar que nas análises numéricas não foi considerada a fuga externa (vazamentos).

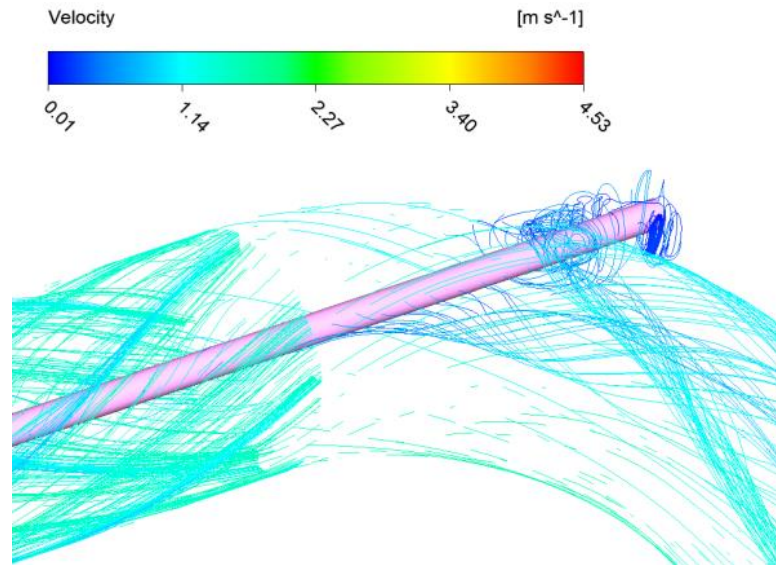


Figura 4.13: Linhas de escoamento na região de estagnação na condição de 250 [rpm] e 0,04 $[\text{m}^3/\text{s}]$.

A Figura 4.14a apresenta os campos de pressão de modo a analisar os efeitos da pressão nos elementos construtivos e no rotor da turbina. Nessa verifica-se que à montante do rotor, possuem pressões maiores, enquanto que a jusante as pressões são menores, lembrando que esta variação resulta na transformação da energia específica, e por sua vez, é feito o cálculo da potência hidráulica da máquina. Por outro lado, a Figura 4.14a-b apresenta em cores vermelhas ($\sim 93034,58 \text{ Pa}$) as pressões de estagnação nos bordos de ataque do sistema diretor e rotor como também nas hastes.

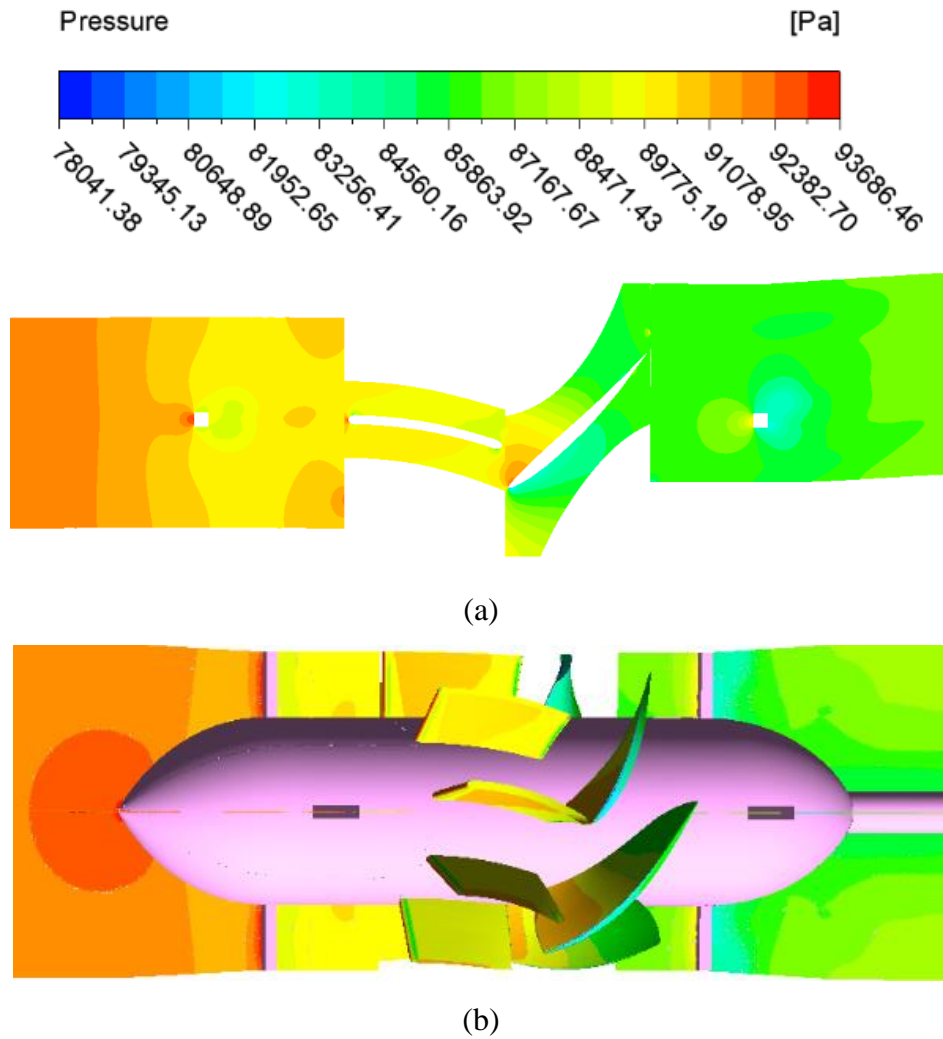


Figura 4.14: (a) Escala de pressões na grade, (b) campos de pressão, para a condição de 250 [rpm] e 0,04 [m³/s].

Analisando mais especificamente os itens de projeto, nota-se a diferença de pressão nas superfícies de pressão e sucção das pás do distribuidor (Figura 4.15) verificando os gradientes de pressão positivos de ambos os lados. Nota-se que no bordo de ataque do distribuidor, a pressão é mais elevada devido à incidência do escoamento, provocando uma região de estagnação no bordo de ataque com formato semicircular.

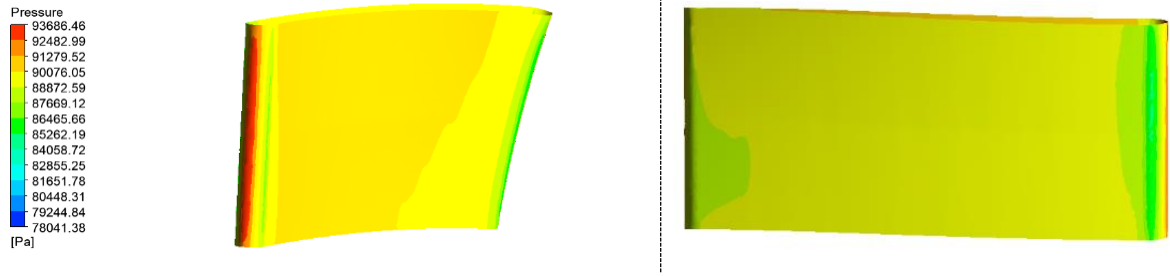


Figura 4.15: Distribuição de pressão nas pás do distribuidor, para a condição de 250 [rpm] e 0,04 [m³/s].

Na Figura 4.16, apresenta os contornos de pressão bem definidos nas superfícies de pressão, sucção e bordo de ataque. No lado de pressão que recebe o escoamento, possui pressões variando entre ~92437,07 até 84685,54 Pa, no lado de sucção, entre 78041,38 até 84685,54 Pa, identificando regiões de separação das camadas limites no bordo de ataque do lado de sucção e na folga de topo.

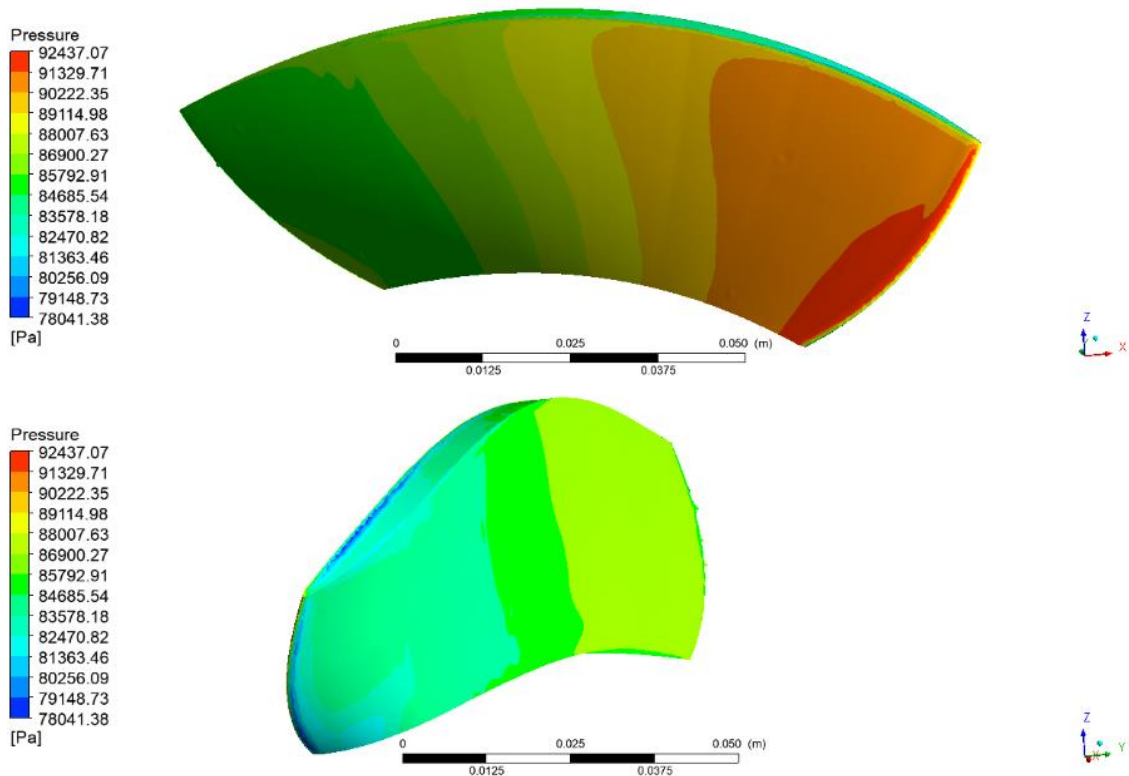


Figura 4.16: Distribuição de pressão nas pás do rotor, para a condição de 250 [rpm] e 0,04 [m³/s].

Na Figura 4.17, apresenta os vetores de velocidade relativa, no plano longitudinal verificando-se as regiões de aceleração nas hastes e na ogiva antes e após o rotor.

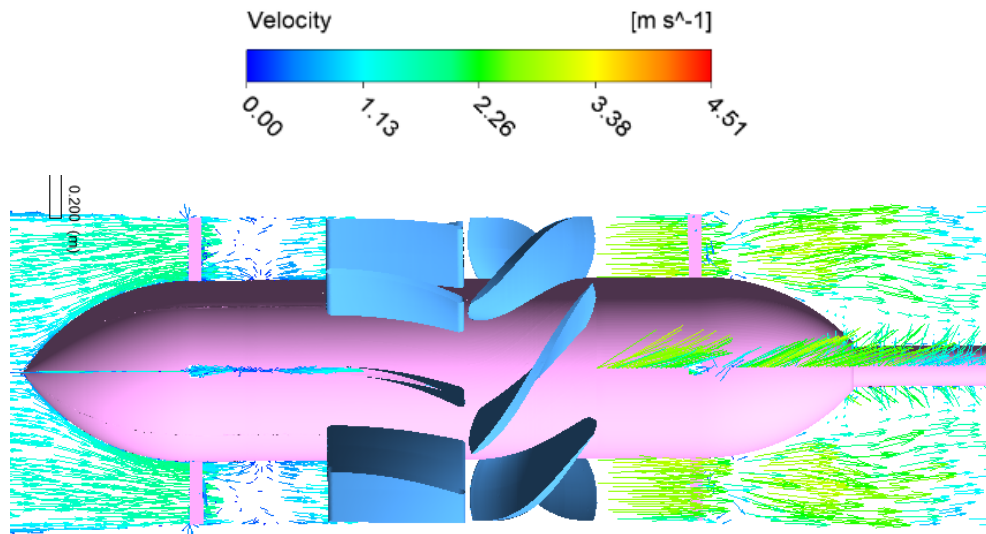


Figura 4.17: Vetor de velocidade relativa com a vista lateral para a condição de 250 [rpm] e 0,04 [m³/s].

Numa análise preliminar, considerando a rotação constante (250 rpm), com variações de pressão e vazão, é possível levantar as curvas características da turbina axial. Assim, foram feitas as análises de potência hidráulica, potência de eixo, rendimento hidráulico e altura de queda líquida, como apresentado na Figura 4.18.

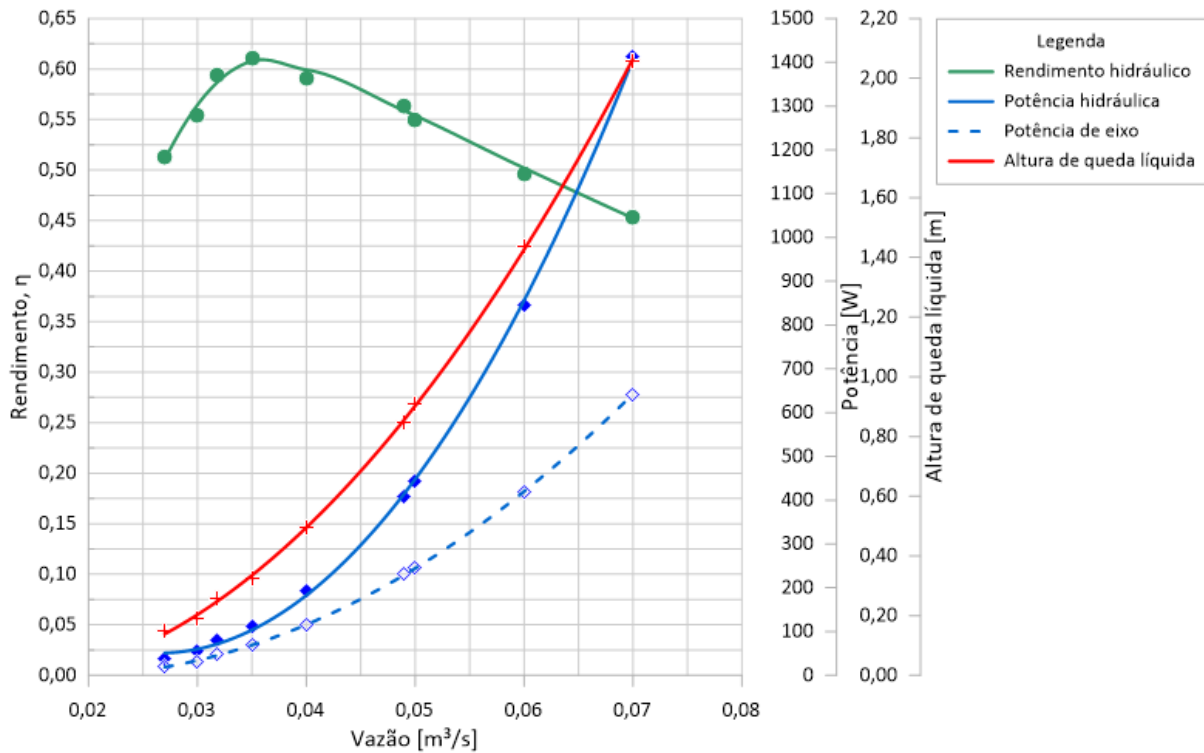


Figura 4.18: Resultados numéricos da turbina hélice para rotação de 250 [rpm].

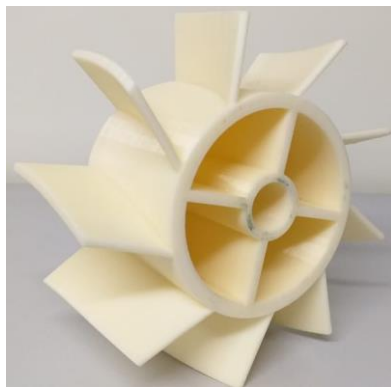
Deste modo, é possível notar que o ponto de maior rendimento hidráulico teórico, para 250 [rpm], é de 61,04%, correspondente a uma vazão de ($\sim 0,035$ [m³/s]) para uma potência de eixo de 67,858 [W] e uma potência hidráulica de 111,18 [W], além de uma altura de aproximadamente 0,324 [m].

Deve-se notar, que estas curvas de comportamento não correspondem ao ponto de projeto, entretanto serão válidas quando comparadas com os dados experimentais para validação de metodologias.

4.2 Ensaio Experimental

No âmbito dos ensaios experimentais, inicialmente será apresentado os modelos produzidos por uma impressora tridimensional, com material de plástico ABS, fornecido pelo CERPCH (Centro Nacional de Referência em Pequenas Centrais Hidrelétricas).

A Figura 4.19 os produtos da fabricação do sistema diretor e rotor. De modo que as cotas para a fabricação do modelo projetado, são apresentados no Apêndice A.



(a)



(b)

Figura 4.19: Impressão tridimensional do (a) distribuidor e (b) rotor.

No ensaio experimental, foi mantida a rotação constante de 250 [rpm], por meio do freio de cinta, variando gradativamente a vazão e a altura, através da rotação da bomba centrífuga. Como resultado, foi obtido as curvas características do campo de funcionamento como mostra a Figura 4.20, tendo como rendimento total máximo de 50,27 [%], com uma altura líquida de 0,56 [m] e potências hidráulica e de eixo de 212,76 [W] e 106,97 [W], respectivamente.

É importante observar que ainda que o resultado esperado seja condizente com o estudo de máquinas hidráulicas, o Freio de cinta utilizado apresentava um limite de frenagem. Isso ocorre devido ao uso de um parafuso tensor, que ao chegar no fim de curso limita o freio àquele ponto.

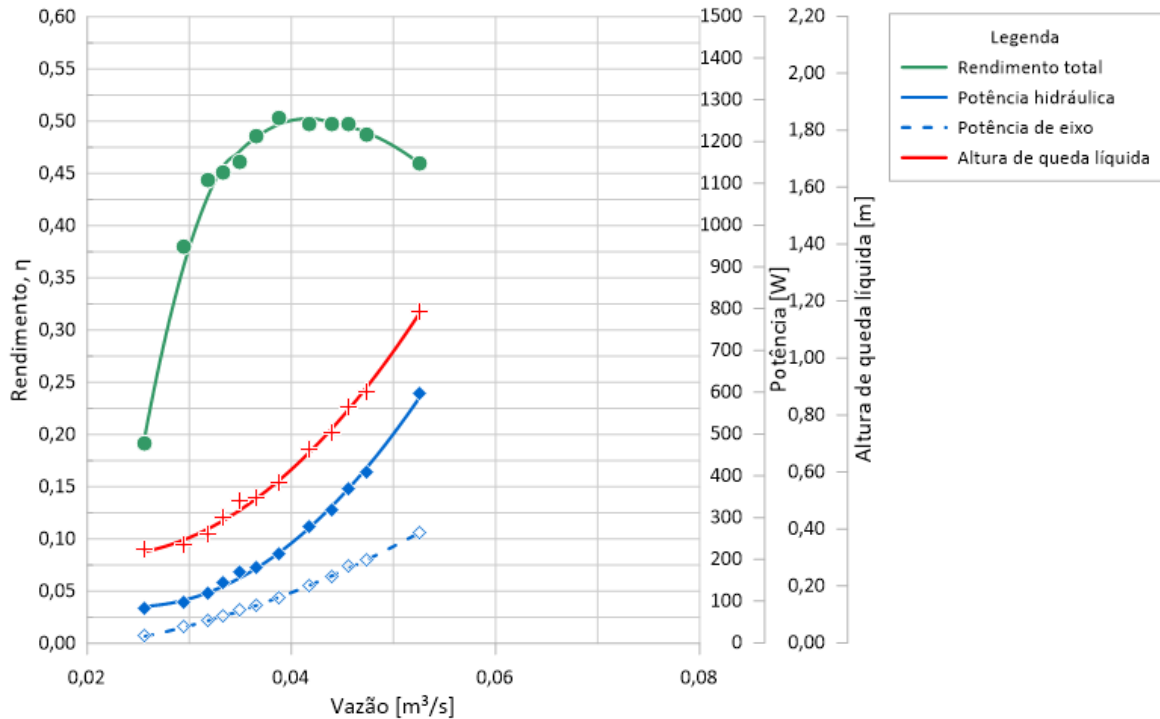


Figura 4.20: Curvas caraterísticas, $n=250$ [rpm]

4.3 Análise Comparativa

Com esses modelos, foram feitos ensaios em que foi utilizado um tipo de freio mecânico (freio de cinta) para gerar o torque necessário para as medições. Independentemente do modo como é feito a frenagem do sistema, para aquisição da potência de eixo, há sempre perdas a serem consideradas, sejam elas devido ao sistema de freio, acoplamentos e mancais.

Segundo Botan (2014), foi levantada a curva da potência de atrito do banco de ensaio com o sistema em vazio, ou seja, sem a ação de água. O gerador acoplado ao eixo do rotor é ligado como motor, e sua tensão e corrente são medidas conforme a variação da rotação, para a obtenção da potência elétrica. Dessa forma as perdas por atrito, ou a potência de atrito obtida neste experimento respeita a curva presente no gráfico da Figura 4.21.

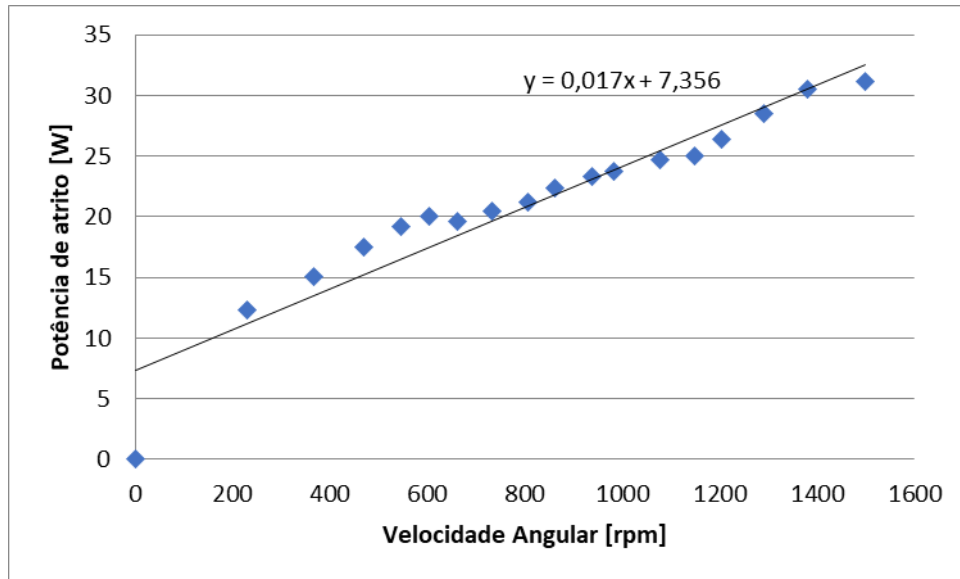


Figura 4.21: Curva de potência de atrito na bancada.

Com o objetivo de validação de resultados, inicia-se a etapa de comparação dos dados levantados, seja por meio da metodologia da dinâmica dos fluidos computacional, como por meio da metodologia de ensaio experimental.

A princípio, no método numérico foi calculado a diferença de pressão total entre as duas áreas (vide Figura 4.7) ponderadas pelo fluxo mássico. No ensaio experimental fez-se a aferição da pressão local e, com a aproximação do cálculo de velocidade ($V=Q/A$), calculou-se a pressão dinâmica média a montante a jusante, aplicados no cálculo da diferença de pressão total do ensaio. Como resultado, é apresentado na Figura 4.22 a variação de pressões totais entre o método numérico e experimental.

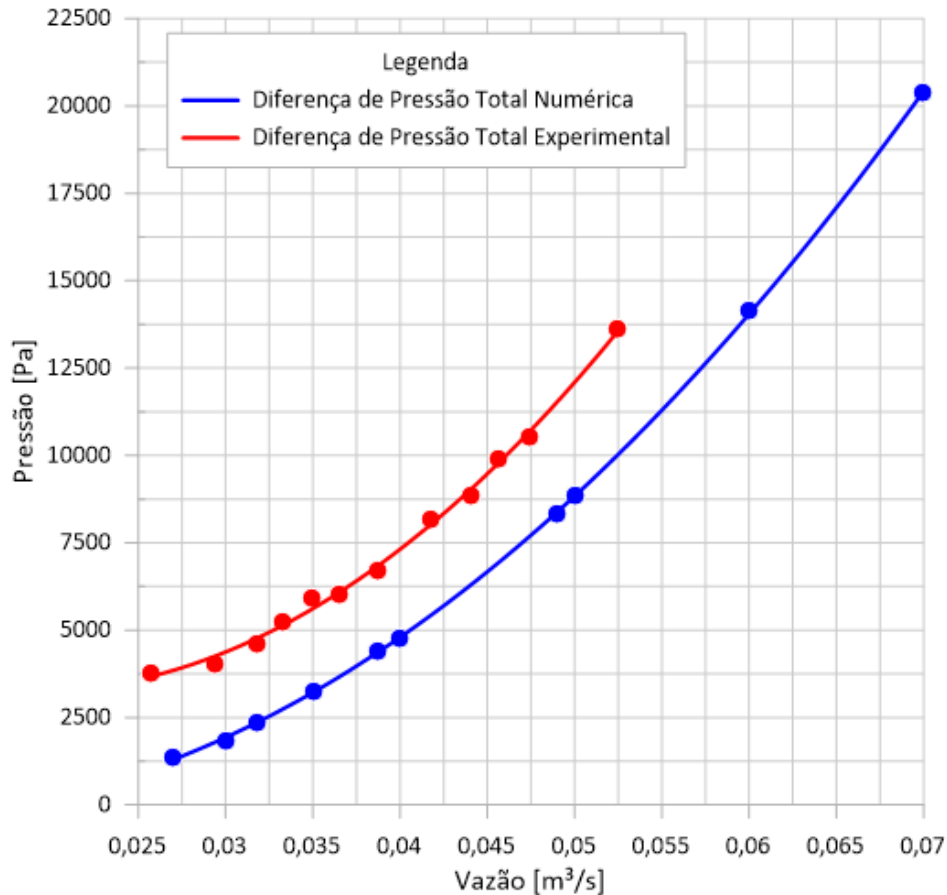
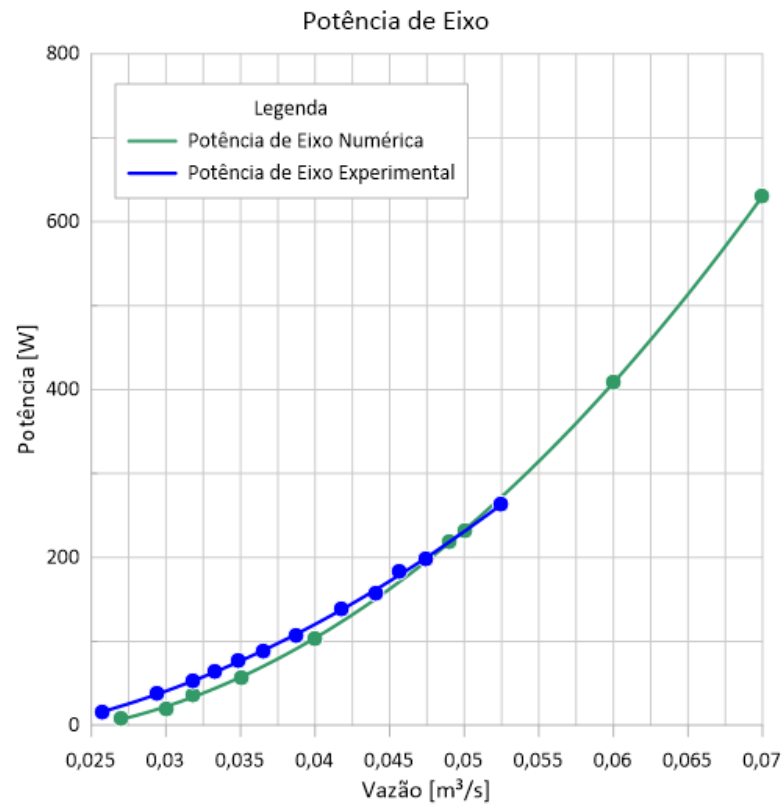


Figura 4.22: Comparação da diferença de pressões totais numérica e experimental

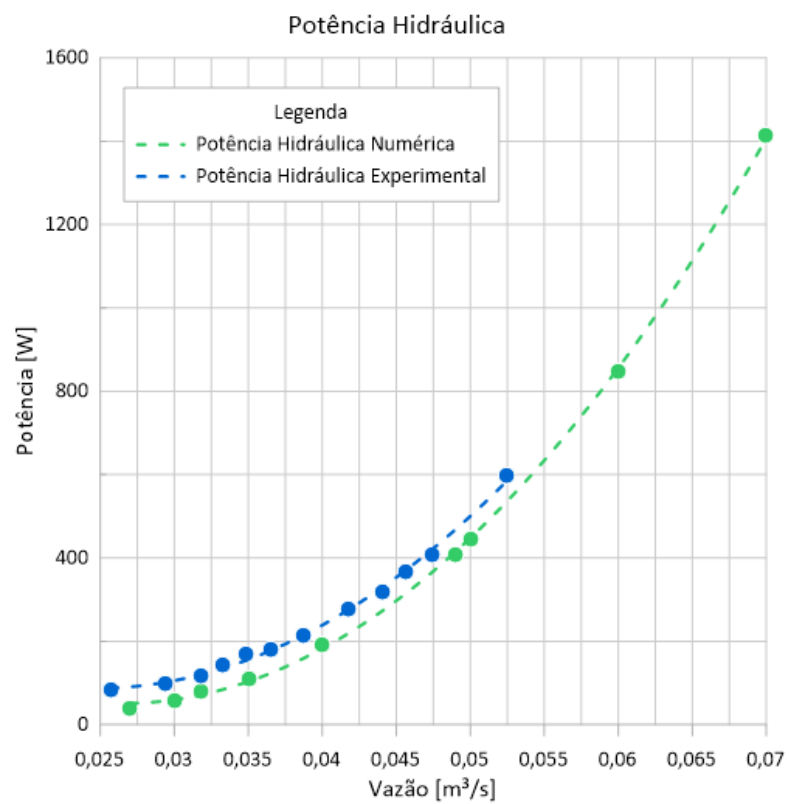
Na Figura 4.23a é possível verificar a variação da potência de eixo, tanto da bancada quanto da simulação, nota-se boa concordância entre os valores numéricos e experimentais numa ampla faixa de variação de vazão. No cálculo da potência de eixo experimental foi desconsiderada a potência de atrito já que na simulação numérica essa potência não é avaliada numericamente

Na Figura 4.23b verifica-se o comportamento da potência hidráulica, tanto na bancada quanto na simulação numérica, notando-se um comportamento análogo para ambos. Para o cálculo da potência hidráulica experimental, foram medidas as variações de pressão nos manômetros de coluna de mercúrio, de modo que pequenas oscilações foram observadas nos manômetros possivelmente provocadas pelas instabilidades na região a jusante do rotor.

No resultado numérico, a qualidade e refino da malha afeta o custo de simulação, porém pode conduzir a resultados mais precisos, ainda tendo em vista o resíduo de $\epsilon=0,0001$ na convergência da massa, componentes de velocidade e turbulência.



(a)



(b)

Figura 4.23: Comparação das potências (a) de eixo e (b) hidráulica.

A Figura 4.24 apresenta a relação de rendimentos totais das etapas numéricas e experimentais. Nessa verifica-se a tendência do comportamento das curvas, apresentando o ponto de máximo rendimento total com valores de vazão próximas $\sim 0,042 \text{ m}^3/\text{s}$. Além disso, nota-se uma diferença no rendimento máximo total de aproximadamente 3,5% entre ambos, valor considerado aceitável na validação dos resultados numéricos.

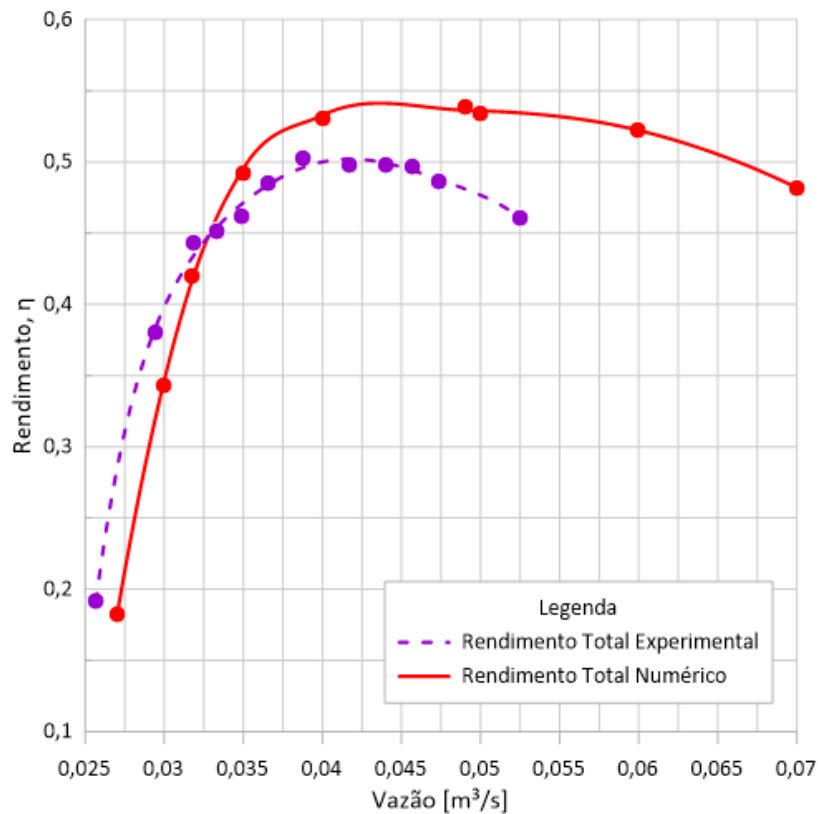


Figura 4.24: Relação entre os rendimentos teóricos e experimentais.

Na Figura 4.25, apresenta a comparação entre as análises numéricas e experimentais das curvas de comportamento para uma rotação constante $n=250 \text{ [rpm]}$, verificando-se tendências análogas, de modo que erros numéricos ou experimentais devem ser tratados de forma mais detalhada, com objetivo de consolidar a confiabilidade de ambas metodologias.

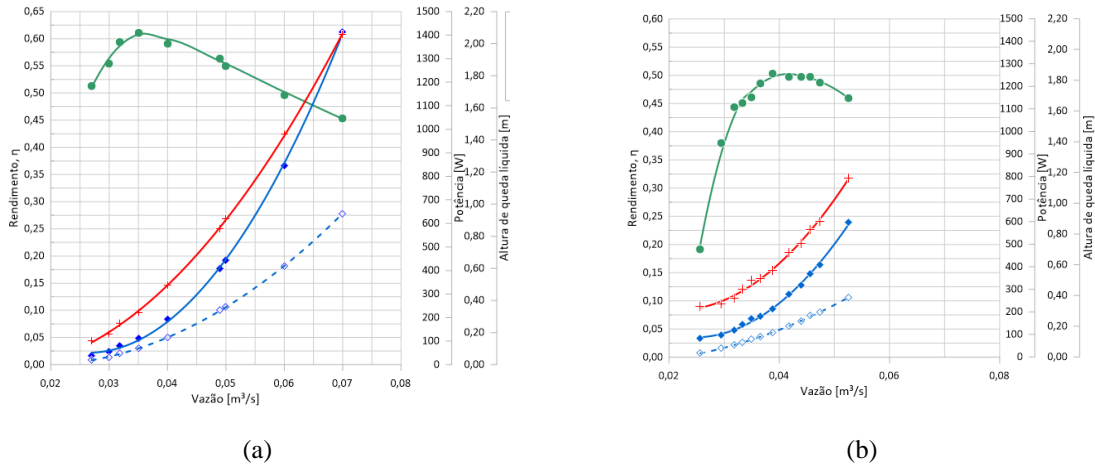


Figura 4.25: Curvas características de comportamento (a) simulação numérica e (b) experimental.

A Figura 4.26 apresenta as curvas características aplicando a metodologia CFD, para a potência hidráulica, potência de eixo, altura de queda líquida e rendimento total, com base nos dados de projeto: $Q=0,07$ [m³/s], $H=1,2$ [m] e $n = 720$ [rpm]). Nessa figura nota-se que o ponto de projeto previsto, em relação a vazão, diverge do máximo rendimento obtido a partir simulação numérica, correspondendo a vazões maiores do que 0,07 [m³/s] (ponto de projeto), ou seja, na vazão de 0,09 [m³/s]. Um outro aspecto importante, está após o máximo rendimento, no qual a curva característica de rendimento apresenta pequenas variações de queda, propondo que a máquina projetada possa operar próxima do rendimento total máximo, mesmo quando aplicadas maiores faixas de vazão (acima de 0,09 [m³/s]).

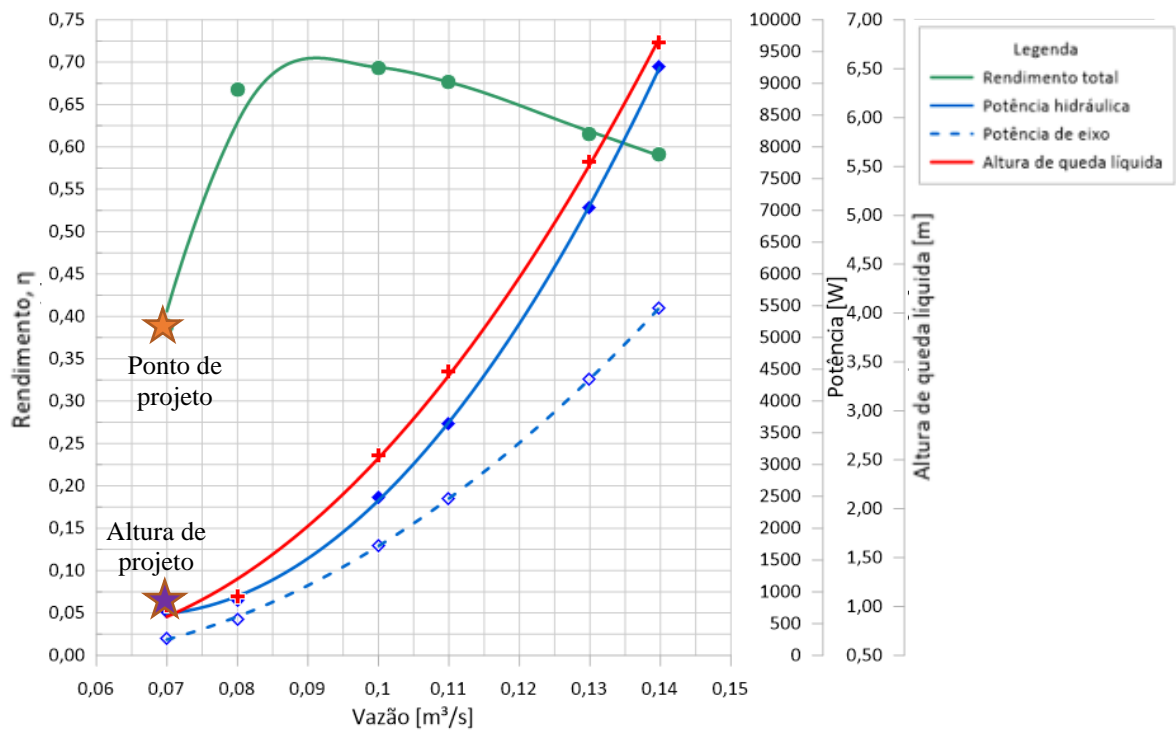


Figura 4.26: Curvas características de funcionamento para rotação de projeto.

5. CONCLUSÕES

No âmbito dos estudos na área da hidráulica aplicada às turbinas axiais, muito tem se discutido sobre suas características e desempenho na geração de energia. Nesse sentido, as análises numéricas (CFD) tem oferecido aos especialistas, respostas rápidas e “confiáveis” para otimização de novos projetos ou corrigir os projetos existentes, sempre que sejam respaldadas por ensaios experimentais. Sendo assim, em uma primeira abordagem, aplicando as teorias de grade, asa de sustentação, equilíbrio radial e vórtice potencial, foi desenvolvido o projeto preliminar para uma máquina axial (rotor e sistema diretor) modelados tridimensionalmente, e fabricados (*prototipados*) em plástico ABS. No projeto preliminar, algumas limitações geométricas como o diâmetro externo e a razão de cubo foram pré-estabelecidas com base na disponibilidade existente na bancada de ensaios do LHPCH.

Em uma segunda abordagem foram apresentadas as soluções numéricas do campo de escoamento com base nas equações de conservação da massa e de quantidade de movimento nos sistemas, inercial e não inercial, que representam o fenômeno físico do escoamento na turbina. Modelos de turbulência foram acoplados às equações de Navier Stokes para a obtenção das equações das médias de Reynolds.

Na terceira etapa, foi estudado o comportamento hidrodinâmico, no sistema distribuidor-rotor, considerando os efeitos do escoamento nos elementos hidrodinâmicos construtivos como as ogivas e suportes de fixação. No banco de ensaios, de forma didática, é possível visualizar o escoamento no sistema distribuidor e rotor, devido a uma superfície transparente (tubulação de acrílico). Por outro lado, os efeitos *vorticosos* como na folga de topo, apenas podem ser visualizados nas simulações em CFD quando aplicado o modelo de turbulência *k- ω SST*;

Tanto os ensaios experimentais quanto as simulações numéricas apresentaram resultados similares, considerando o levantamento das curvas características fora do ponto de projeto, devido às limitações operacionais no banco de ensaios que não permitiu levantar as curvas características referentes a condição nominal. Entretanto foi possível validar a solução numérica em uma faixa de rotação menor da nominal.

Na análise comparativa de resultados numéricos e experimentais, foram analisadas a potência hidráulica, comprovando um comportamento concordante, enquanto que, a potência de eixo teve uma melhor concordância com os resultados medidos no torquímetro, apresentando uma pequena diferença entre as curvas em relação a vazão.

Fazendo a análise comparativa do rendimento, fora do ponto de projeto, verificou-se um

comportamento análogo, aproximando os pontos de máximo rendimento, com uma divergência baixa, de modo a comprovar o rendimento do método numérico em comparação ao ensaio experimental. A divergência pode ter como causa diversos fatores, dentre eles: a massa específica da água em função da variação da temperatura da água, instabilidades na leitura dos manômetros de mercúrio no rotor e no tubo de Venturi para cálculo da vazão, relacionados ao cálculo da potência hidráulica experimental. No CFD, foram desconsideradas as perdas de fuga, a rugosidade das superfícies, os atritos laterais entre o cubo do rotor e do sistema diretor e as perdas mecânicas.

Portanto, como produto principal desta dissertação, têm-se uma descrição do projeto, aplicada a um modelo reduzido, de turbina axial, o CFD e os ensaios experimentais. O banco de ensaios, responsável pelo produto deste trabalho, está disponível academicamente para a formação de alunos para o entendimento do comportamento em turbinas hidráulicas.

5.1 Sugestões para Trabalhos Futuros

No que condiz a sugestão de trabalhos futuros, deixa-se aqui algumas considerações e ideias para pesquisas futuras:

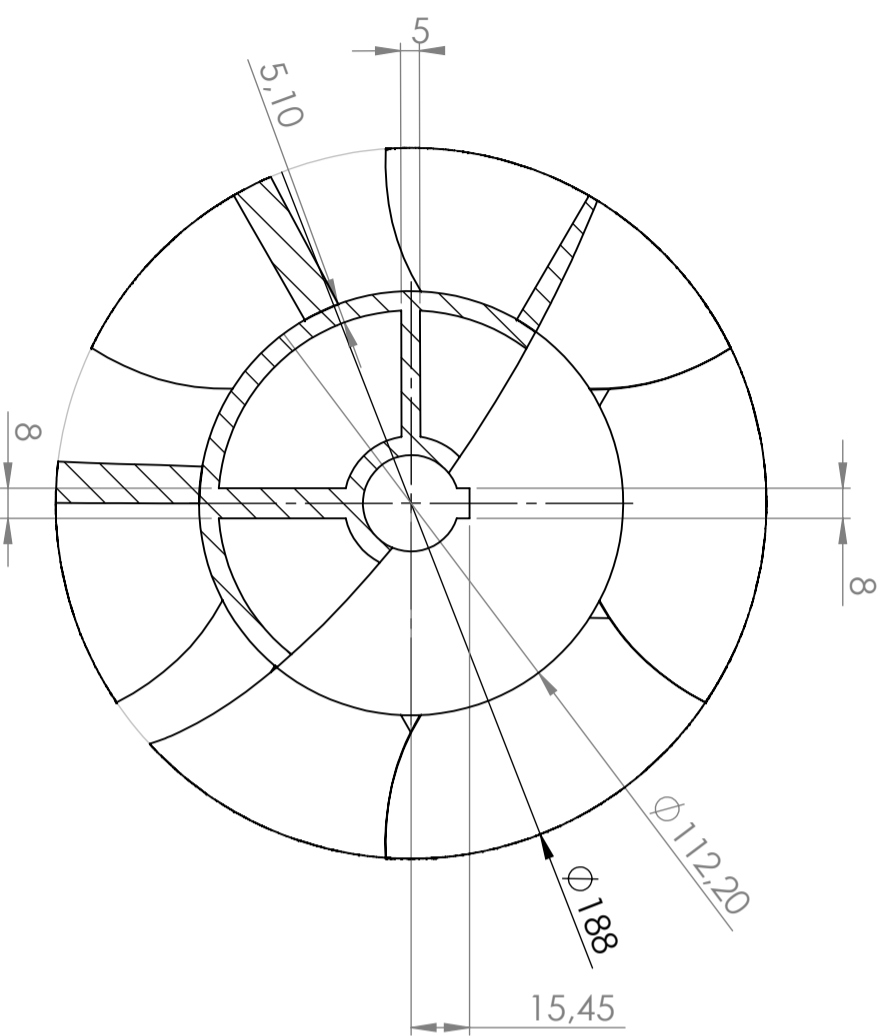
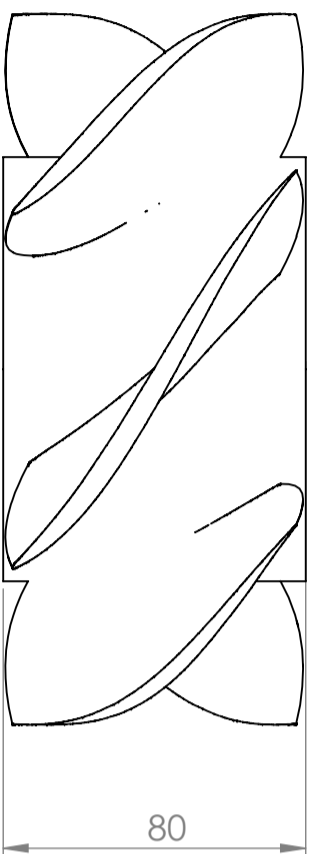
No trabalho, foi utilizado uma turbina hélice com sistema diretor fixo, desse modo, utilizar o mesmo perfil, mas transformar o rotor de hélice para Kaplan, com dupla regulagem, permitirá verificar a capacidade e os rendimentos no sistema, por meio de análise numérica e experimental.

Além disso, sugere-se introduzir na montagem do sistema rotor-distribuidor, tomadas de pressão (tradutores de pressão) rentes às superfícies das pás (montadas por dentro dos perfis), com objetivo de medir as distribuições de pressão locais e comparar com dados simulados para quantificar os efeitos de carregamento hidrodinâmico nas pás.

Propõe-se também otimizar o sistema com base em algoritmos genéticos e superfícies de resposta, o empilhamento dos perfis, folga de topo, ogivas, efeitos *sweep* e *dihedral*, entre outros de forma a obter um projeto otimizado, de uma turbina axial.

Analisar, o comportamento em condições de carga parcial, através de modelos de turbulência transientes, como LES (*Large Eddy Simulation*), SAS (*Scale Adaptive Simulation*) e URANS (*Unsteady Reynolds Average Navier Stokes*). Com objetivo de identificar as instabilidades hidrodinâmicas. Nesta abordagem, também poderão ser analisados os efeitos de cavitação com modelos multifásicos tipo VoF (*Volume of Fluid*), com objetivo de analisar localmente o fenômeno físico da cavitação em regime transiente.

APÊNDICE A – DESENHOS DO ROTOR E DISTRIBUIDOR



SE NÃO ESPECIFICADO: DIMENSÕES EM MILÍMETROS			ACABAMENTO:			REBARBAR E QUEBRAR ARESTAS AGUDAS			NÃO MUDAR ESCALA DO DESENHO			REVISÃO		
ACABAM. SUPERFÍCIE														
TOLERÂNCIAS:														
LINEAR:														
ANGULAR:														
DESEN.	NOME	ASSINATURA	DATA					TÍTULO:						
VERIF.								Rotor						
APROV														
MANUF														
QUALID														
				MATERIAL: Plástico ABS				DES. Nº						
				PESO:				ESCALA: 1:2						
								Des. 01						
								FOLHA 1 DE 1						
								A3						

APÊNDICE B – ROTEIRO DE ENSAIO EXPERIMENTAL

1. INTRODUÇÃO

Com o objetivo de capacitar e formar pessoal qualificado, além de fornecer assistência tecnológica às indústrias fabricantes de turbinas e equipamentos para centrais hidrelétricas, foi criado em 1983, pelo governo federal, o Laboratório Hidromecânico de Pequenas Centrais Hidrelétricas (LHPCH).

O LHPCH está estruturado em duas plataformas: o Laboratório Didático Científico de Pequenas Centrais Hidrelétricas (LHDC) e o Laboratório Hidromecânico para Engenharia de Produto (LHEP).

O LHDC é também utilizado para capacitação técnica e superior de pessoal, além de possuir três circuitos independentes para fins didáticos. O primeiro, e principal, consiste em um grupo eletrobomba de 30 kW de potência com variação de vazão de até 140 l/s e queda de 30 metros de coluna de água. O segundo, ligado ao principal, consiste de uma tubulação de 210mm de diâmetro, que permite ensaiar turbinas de ultrabaixas e baixas quedas, além de turbinas do tipo Wells e Hélice.

O terceiro consiste de um desvio que permite realizar estudos dos fenômenos transitórios que ocorrem em sistema de baixa e alta pressão. Sendo possível mostrar os procedimentos de operação de centrais hidrelétricas, ensaios de recepção em um grupo gerador com turbina Francis de 3 kW e de campo básico de funcionamento de rotores Francis e Hélice, além de ensaios de hidrometria com medição de vazão por molinetes e vertedouro. A bancada permite a visualização da cavitação em turbinas hidráulicas e o ressalto hidráulico em bacia de dissipação.

Sendo assim, este laboratório tem a finalidade de apresentar os procedimentos necessários para a realização dos ensaios em bombas e turbinas hidráulicas. Estes ensaios são conhecidos como **Ensaio de Recepção** e interessa ao comprador da MF para que se verifiquem as condições reais de recebimento da mesma. O ensaio é normalmente realizado em uma usina hidrelétrica e atesta se as condições da MF estão adequadas as especificações dos fabricantes.

2. OBJETIVOS

Levantamento das características: potência hidráulica (P_h), potência de eixo (P_e) altura de queda líquida (H) versus vazão da turbina (Q).

3. DESCRIÇÃO DO BANCO DE ENSAIOS

O conjunto, distribuidor e rotor, encontram-se no segundo circuito de funcionamento (Figura 1B), no interior de um tubo em acrílico para visualização do escoamento, como mostra a Figura 2B. O rotor, por sua vez, é ligado a um eixo de alumínio e se conecta a um torquímetro e a um gerador elétrico ou mecânico.



Figura 1B: Circuito da bancada de ensaio.



Figura 2B: Montagem do acrílico, rotor, distribuidor, torquímetro e gerador.

A bomba que fornecerá vazão e pressão para o banco de ensaios possui, 30 kW de potência, com variação de rotação e vazão de até 140 l/s, incluindo, $H= 30$ metros de coluna de água conforme mostrado no campo de funcionamento a seguir.

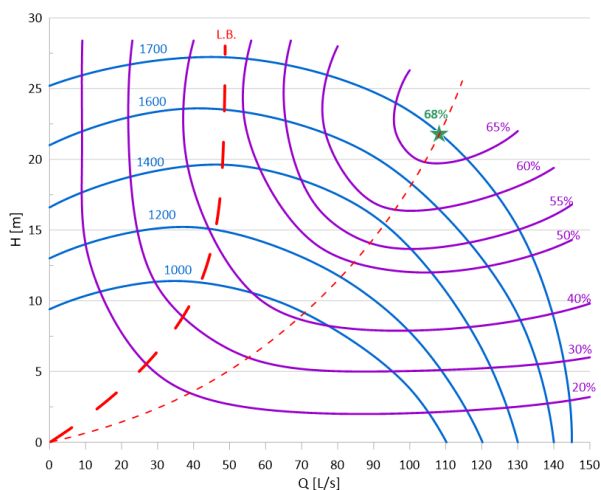


Figura 3B: Campo de funcionamento do grupo motor-bomba do LHDC.

4. PROCEDIMENTO OPERACIONAL

4.1 Procedimentos Preliminares

Antes de iniciar o ensaio, é necessário seguir alguns itens de segurança, de forma que o ensaio ocorra sem erros ou falhas imprevisíveis.

Assim, segue o passo a passo para análise dos equipamentos e início dos procedimentos de ensaio:

- (1) Verificar a ligação dos equipamentos elétricos para que não ocorra curto;
- (2) Ligar o torquímetro na rede elétrica;
- (3) Ligar a bomba do circuito principal;
- (4) Após ligar a bomba, aguardar o acionamento completo da bomba para abrir a válvula (Figura 5);
- (5) Abrir a válvula da saída do sistema (Figura 2)
- (6) Abrir a válvula (Figura 4) localizada próxima ao medidor Venturi
- (7) Normalizado o sistema, verificar se a válvula referente a variação de vazão no sistema está totalmente **aberta** (Figura 5);
- (8) Regularizar a rotação variando a abertura da válvula da Figura 4.



Figura 4B: Válvula pós acionamento da bomba, próxima ao Venturi.



Figura 5B: Sistemas com foco na válvula de controle de vazão.

6. ROTERIO PARA A OBTENÇÃO DAS GRANDEZAS.

6.1 Massa específica da água (formula empírica)

$$\rho_{\text{água}} = 1000,5 - 0,0762439 t_{\text{água}} - 0,00349823 t_{\text{água}}^2 \quad (\text{kg/m}^3) \quad (1B)$$

onde: $t_{\text{água}}$ deve ser fornecida em graus Celsius.

6.2 Altura efetiva ou altura de queda útil.

$$\begin{aligned} p_1 &= P_{atm} - [\rho_{H_2O} g (-0,614) + \rho_{Hg} g (h_{montante1} - h_{atm1})] \\ p_2 &= P_{atm} - [\rho_{H_2O} g (-0,667) + \rho_{Hg} g (h_{jusante1} - h_{atm2})] \\ \Delta p &= P_1 - P_2 \end{aligned} \quad (2B)$$

Para a altura de queda líquida será usado:

$$H = \frac{\Delta p}{\rho g} + \frac{\Delta c^2}{2g} \quad (3B)$$

Onde:

$$c_{ent} = \frac{4Q}{\pi D_{ent}^2}; \quad D_{ent} = D_{saida} = 210 \text{ mm.}$$

$$c_{saida} = \frac{4Q}{\pi (D_{saida}^2 - d_{eixo}^2)}; \quad D_{eixo} = 25 \text{ mm.}$$

6.3 Vazão de água pelo medidor Venturi

Cálculo da vazão de água pelo medidor de Venturi, Equação 4B.

$$Q = 0,083363 \sqrt{h_{entrada1} - h_{saida1}} = 0,08336 \sqrt{\Delta h} \quad (4B)$$

6.4 Potência hidráulica (ou potência absorvida)

$$P_h = \rho_{\text{água}} g Q H$$

6.5 Potência de eixo

$$P_{eixo} = 2\pi \omega T_z \quad (5B)$$

O valor de T_z , deve ser lido no *display* do Torquímetro (Nm) e a velocidade angular em rps

6.6 Rendimento total da turbina

$$\eta_t = \frac{P_e}{P_h}$$

6.7 Pressão barométrica

$$p_b = \rho_{Hg} g h_b = d_{Hg} \rho_{H_2O} g h_b \quad (\text{Pa}) \quad (6B)$$

onde: a densidade do mercúrio é igual a $d_{Hg} = 13,6$.

6.8 Massa específica do ar ambiente (equação de estado para os gases perfeitos)

$$\rho_{ar} = \frac{p_b}{R_{ar} (t_{ar} + 273,15)} \quad (\text{kg/m}^3) \quad (7B)$$

onde $R_{ar} = 287 \text{ (m}\cdot\text{N)/(kg}\cdot\text{K)}$ é a constante do ar como gás perfeito e $t_{ar} \text{ (}^\circ\text{C)}$ é a temperatura do ar ambiente.

7. VALORES CALCULADOS

Tabela 2B: Valores calculados.

Data ___/___/___			Turma:		Horário:	
Ordem	$\rho_{\text{água}}$	Q	H	P_h	P_e	η
	[kg/m ³]	[m ³ /s]	[m]	[kW]	[kW]	[-]
1						
2						
3						
4						
5						
6						
7						
8						
9						
10						

Condições Ambientais				
Definição	$\bar{\rho}_{ar}$	\bar{t}_{ar}	$\bar{\psi}$	\bar{p}_b
–	kg/m ³	°C	%	Pa
Médias				

APÊNDICE C – METODOLOGIA DE CÁLCULO PELO CINTA

A Figura 1 apresenta de forma esquemática os pontos de força para a análise de equações.

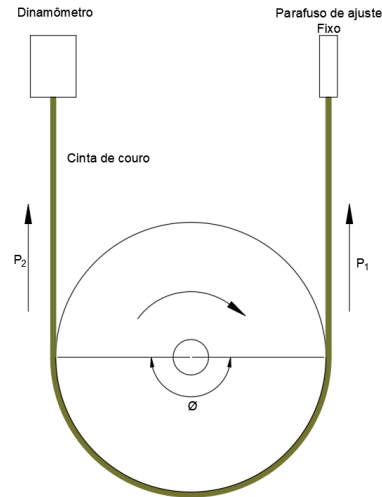


Figura 1C: Esquema do freio de cinta do LHPCH.

Como é possível visualizar na Figura 1C, o sistema possui a atuação de duas forças distintas (P_1 e P_2), e se diferem devido ao apoio que possuem; de um lado o parafuso de ajuste considerado como ponto fixo no sistema (P_1) e do outro, o dinamômetro dado como sistema móvel devido a mola (P_2).

O dinamômetro, implica em considerar o cálculo da força como na Eq. (1C). Em contrapartida, conforme descreve dos Santos Junior [s.d.], o cálculo da força de reação do parafuso de apoio é feito como mostra a Eq. (2C). Por fim, com os valores da força determinados, utiliza-se a Eq. (3C) para precisar o torque do sistema.

$$P_2 = m_d g \quad (1C)$$

$$P_1 = P_2 \exp^{\phi f} \quad (2C)$$

$$M = (P_1 - P_2)r \quad (3C)$$

Sendo:

m_d a massa medida no dinamômetro [kg];

g a aceleração da gravidade local;

ϕ o ângulo de contato da cinta;

f o coeficiente de atrito da cinta no metal;

M o torque;

r o raio externo do disco.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

ALBUQUERQUE, R. B. F.; MANZANARES-FILHO, N.; OLIVEIRA, W. Conceptual optimization of axial-flow hydraulic turbines with non-free vortex design. **Journal of Power and Energy**, n. October, p. 713–725, 2007. Disponível em: <https://doi.org/10.1243/09576509JPE394>

ALEXANDER, K. V.; GIDDENS, E. P.; FULLER, A. M. Axial-flow turbines for low head microhydro systems. **Renewable Energy**, v. 34, n. 7, p. 1885–1894, 2009. Disponível em: <https://doi.org/10.1016/j.renene.2008.12.013>

AMARAL JUNIOR, D. D. do. **Projeto de uma Turbina Axial para Micro Aproveitamentos Hidráulicos com Ênfase no Cálculo dos Perfis do Rotor e Distribuidor**. São Paulo, 2014.

ANDERSON, J. D. **Computacional Fluid Dynamics: The basics with applications**. McGraw-Hill Inc., 1995.

ANDERSON, J. D. **Fundamentals of aerodynamics**. 5th. ed. New York: McGraw-Hill Companies, 2010.

ANGULO, T. M. A. **Obtenção das Características de Desempenho de Turbinas Francis e Parametrização do Tubo de Sucção Utilizando Técnicas de Dinâmica dos Fluidos Computacional**. Universidade Federal de Itajubá, Itajubá, MG, 2016

ANSYS. **ANSYS Meshing Solutions**, Disponível em:

<https://www.ansys.com/products/platform/ansys-meshing>. Acesso em: 22 jan. 2020.

ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS. **NBR 6412: turbinas hidráulicas - Recepção de modelos**. Rio de Janeiro, 2016.

AZEVEDO, T. M. .; CAMACHO, R. G. R. .; TIAGO FILHO, G. L. .; SANTOS, I. R. B. Projeto e simulação de turbina hélice para sistemas de ultrabaixa queda e baixas vazões. *In: 2019, XIII Conferência de Pequenas Centrais Hidrelétricas*. Curitiba, PR, p. 11. Disponível em: <http://www.centraishidreletricas.com/anais2019.html>

BELLUZZO, G. **Il calcolo e la installazione delle moderne turbine idrauliche**. Seconda ed ed. Milano: Editore Libraio Della Real Casa, 1922.

BOTAN, A. C. B. **Desenvolvimento de uma turbina de fluxo reversível para uso em usina**

- maremotriz com operação em duplo efeito.** Universidade Federal de Itajubá, Itajubá, MG: Biblioteca Mauá, 2014.
- BOTAN, A. C. B. **Estudo de otimização em um modelo de turbina hidráulica tipo bulbo aplicada em condições de ultrabaixa queda.**, Universidade Federal de Itajubá, Itajubá, MG, 2019.
- BOTAN, A. C. B.; TIAGO FILHO, G. L.; CAMCACHO, R. G. R.; GALHARDO, C. R.; AZEVEDO, T. M. Turbina Axial para Condições de Ultra-Baixa Queda. **Revista Brasileira de Energias Renováveis**, p. 435–443, 2016.
- BRAN, R.; SOUSA, Z. de. **Máquinas de Fluxo: Turbinas, Bombas e Ventiladores.** Rio de Janeiro, Brasil: AO LIVRO TÉCNICO S.A., 1969.
- CAMPOS, M. C. **Apostila: Máquinas hidráulicas.** Curitiba, 2015.
- COSTA, L. M. F. **Investigação numérica de modelos de turbulência no escoamento do vento em pontes suspensas.**, Escola Politécnica da Universidade de São Paulo, 2018.
- DAUGHERTY, R. L. **Hydraulic Turbines.** McGraw-Hill, Inc., 1920.
- DIETZEL, F. **Turbinen, Pumpen und Verdichter.** Vogel, 1980.
- DOS SANTOS JUNIOR, A. A. **Freios e Embreagens por Atrito.** Campinas, [s.d.]
- EPE, E. de P. E. **Balanco energético nacional.** [S. l.: s. n.].
- ESCHER, R. **Die Theorie der Wasserturbinen.** Berlin: Verlag von Julius Springer, 1921.
- FERRO, L. M. C.; GATO, L. M. C.; FALCÃO, A. F. O. Design of the rotor blades of a mini hydraulic bulb-turbine. **Renewable Energy**, v. 36, n. 9, p. 2395–2403, 2011. Disponível em: <https://doi.org/10.1016/j.renene.2011.01.037>
- GERMER, E. M. **Apostila de Máquinas de Fluxo.** 2013
- GRANJA JIMÉNEZ, R. K. **Predição Teórica das Características Hidrodinâmicas de Turbinas Francis.** 2004. - Universidade Federal de Itajubá, Itajubá, MG, 2004.
- GÜLICH, J. F. **Kreiselpumpem. Ein Handbuch für Entwicklung, Anlagenplanung und Betrieb.** Springer Berlin, 1999.
- HESS, J. L.; SMITH, A. M. O. Calculation of potential flow about arbitrary bodies. **Progress in Aerospace Sciences**, v. 8, p. 1–138, 1967.
- INTERNATIONAL ELETROMECHANICAL COMISSION. **IEC 60193: Hydraulic turbines, storage pumps and pump-turbines – Model acceptance tests.** Geneve, 1999.

- LAUNDER, B. E.; SPALDING, D. B. The Numerical Computation of Turbulent Flows. **Journal of High Energy Physics**, n. 10, p. 269–289, 1974. Disponível em: [https://doi.org/10.1007/JHEP10\(2012\)057](https://doi.org/10.1007/JHEP10(2012)057)
- MACINTYRE, A. J. **Máquinas Motrizes Hidráulicas**. Rio de Janeiro: Guanabara Dois, 1983.
- MANZANARES, N.; RICCI, J. E. R.; CAMACHO, R. G. R.; ALBUQUERQUE, R. B. F. **Apostila: teoria da asa de sustentação aplicada às máquinas de fluxo**. Itajubá, MG, 2013.
- MENTER, F. R. Two-equation eddy-viscosity turbulence models for engineering applications. **AIAA Journal**, v. 32, n. 8, p. 1598–1605, 1994.
- MENTER, F. R.; KUNTZ, M.; LANGTRY, R. Ten Years of Industrial Experience with the SST Turbulence Model. **Turbulence heat and mass transfer**, v. 4, n. July 2014, p. 625–632, 2003
- MME, M. de M. e E. **Energia Hidráulica e Linhas de Transmissão**. Brasília, DF, 2012.
- MOREIRA, R. H. C.; KAKAZU, T. K. **Cavitação em bocal de uma turbina Pelton**. 2010. - Universidade Estadual de Campinas, Campinas, 2010.
- NISHI, Y.; KOBORI, T.; MORI, N.; INAGAKI, T.; KIKUCHI, N. Study of the internal flow structure of an ultra-small axial flow hydraulic turbine. **Renewable Energy**, v. 139, p. 1000–1011, 2019. Disponível em: <https://doi.org/10.1016/j.renene.2019.03.004>
- OLIVEIRA, A. A. C. de. **Metodologia de Projeto Aerodinâmico de Rotores Axiais e Otimização da Pá com base nos Efeitos de Sweep e Dihedral**. Itajubá: Biblioteca Mauá, 2014.
- PENG, W. W. **Fundamentals of turbomachinery**. Hoboken, New Jersey: John Wiley & Sons, Inc., 2008.
- PFLEIDERER, C.; PETERMANN, H. **Máquinas de Fluxo**. Berlin/Heidelberg: Livros Tecnicos e Cientificos Editora S.A., 1979.
- PRASAD, V.; GAHLOT, V. K.; KRISHNAMACHAR, P. CFD approach for design optimization and validation for axial flow hydraulic turbine. **Indian Journal of Engineering and Materials Sciences**, v. 16, n. 4, p. 229–236, 2009.
- REZENDE, A. L. T. Análise Numérica da Bolha de Separação do escoamento Turbulento sobre Placa Inclinada. **Tese (Doutorado), Pontifícia Universidade Católica do Rio de Janeiro, Rio de Janeiro, Brasil**, p. 262, 2009.
- RIBEIRO, D. da C. **Modelagem e Simulação do escoamento de sistemas multifásicos em**

- reatores agitados mecanicamente.** Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, SC, 2012
- RODRIGUES, A. L. Estudo do Ganho de Rendimento de uma Turbina Hidráulica de Fluxo Reversível do tipo Wells Dotada de Sistema Diretor de Pás Fixas, aplicada em Centrais Maremotrizes. Universidade Federal de Itajubá, Itajubá, MG, 2019.
- SARMIENTO, A. L. E. **Desenvolvimento de uma Metodologia para o Projeto Aerodinâmico de Rotores Axiais Reversíveis de Ventiladores de Jato de Túneis Rodoviários.** Universidade Federal de Itajubá, Itajubá, MG, 2013
- SERVICES, P. **Modernização dos Reguladores de Tensão e Velocidade UHE Jupia.**, 2020. Disponível em: <http://powertecservices.com.br/portfolio/modernizacao-dos-reguladores-de-tensao-e-velocidade-uhe-jupia/#prettyPhoto/0/>. Acesso em: 5 mar. 2020.
- SIAPRO. **Engineering Hydroelectricity Plant.**, 2015.
- SINGH, P.; NESTMANN, F. Experimental investigation of the influence of blade height and blade number on the performance of low head axial flow turbines. **Renewable Energy**, v. 36, n. 1, p. 272–281, 2011. Disponível em: <https://doi.org/10.1016/j.renene.2010.06.033>
- SOUZA, Z. de. **PCH de Baixa Queda.**, 1999
- TERMOTECH. **¿Y ya sirven para algo las turbinas hidráulicas?.**, 2019. Disponível em: <https://termotech.wordpress.com/tag/turbina-hidraulica/>. Acesso em: 25 set. 2019.
- TU, J.; YEOH, G.-H.; CHAOQUN, L. **Computational Fluid Dynamics.** Waltam, MA, USA: Elsevier Inc, 2013.
- TU, J.; YEOH, G.-H.; LIU, C. **Computational Fluid Dynamics: A practical Approach.** Elsevier Inc., 2008.
- UEDA, T.; KUBOTA, T.; KIMOTO, Y. Performance prediction of pump-turbine in generating mode. *In*: 1980, Tokyo. **The International Association for Hydraulic Research – IAHR.** Tokyo: [s. n.], 1980. p. 703–714.
- VAGNONI, E.; ANDOLFATTO, L.; RICHARD, S.; MÜNCH-ALLIGNÉ, C.; AVELLAN, F. Hydraulic performance evaluation of a micro-turbine with counter rotating runners by experimental investigation and numerical simulation. **Renewable Energy**, v. 126, p. 943–953, 2018. Disponível em: <https://doi.org/10.1016/j.renene.2018.04.015>
- VERSTEEG, H. K. .; MALALASEKERA, W. **An Introduction to Computational Fluid Dynamics: The Finite Volume Method.** Longman Scientific & Technical, 1995.

VIVIER, L. **Turbines Hydrauliques et leur régulation**. França, 1966.

VOITH. **Bulb / Pit / S-Turbines and Generators**. Heidenheim, Germany, 2019. Disponível em: [http://www.voith.com/br/Voith_Bulb_Pit_turbines\(1\).pdf](http://www.voith.com/br/Voith_Bulb_Pit_turbines(1).pdf).

WILCOX, D. C. **Turbulence Modeling for CFD**. 3rd edition, D C W Industries, 2006.

YAKHOT, V.; ORSZAG, S. A.; THANGAM, S.; GATSKI, T. B.; SPEZIALE, C. G. Development of turbulence models for shear flows by a double expansion technique. **Physics of Fluids A**, v. 4, n. 7, p. 1510–1520, 1992. Disponível em: <https://doi.org/10.1063/1.858424>