

**UNIVERSIDADE FEDERAL DO MARANHÃO  
CENTRO DE CIÊNCIAS EXATAS E TECNOLOGIA  
COORDENAÇÃO DO CURSO DE ENGENHARIA MECÂNICA**

Mateus Felipe Benicio Moraes

**DIMENSIONAMENTO E ANÁLISE DA PERFORMANCE DE UM ROTOR DE UMA  
TURBINA HIDRÁULICA DO TIPO FRANCIS COM AUXÍLIO DO CFD**

**SÃO LUÍS  
2022**

Mateus Felipe Benicio Moraes

**DIMENSIONAMENTO E ANÁLISE DA PERFORMANCE DE UM ROTOR DE UMA  
TURBINA HIDRÁULICA DO TIPO FRANCIS COM AUXÍLIO DO CFD**

Trabalho de Conclusão de Curso  
apresentado à coordenação do curso de  
Engenharia Mecânica como requisito  
parcial para a obtenção do título de  
Bacharel em Engenharia Mecânica.

Orientador: Prof. Dr. Dener Silva de  
Almeida

**SÃO LUÍS**

**2022**

Ficha gerada por meio do SIGAA/Biblioteca com dados fornecidos pelo(a) autor(a).  
Diretoria Integrada de Bibliotecas/UFMA

Moraes, Mateus Felipe Benicio.

Dimensionamento e análise da performance de um rotor de uma turbina hidráulica do tipo Francis com auxílio do CFD / Mateus Felipe Benicio Moraes. - 2022.

62 f.

Orientador(a): Dener Silva de Almeida.

Curso de Engenharia Mecânica, Universidade Federal do Maranhão, São Luís - MA, 2022.

1. Dimensionamento. 2. Performance. 3. Simulação. 4. Turbina Francis. I. Silva de Almeida, Dener. II. Título.

Mateus Felipe Benicio Moraes

**DIMENSIONAMENTO E ANÁLISE DA PERFORMANCE DE UM ROTOR DE UMA  
TURBINA HIDRÁULICA DO TIPO FRANCIS COM AUXÍLIO DO CFD**

Trabalho de Conclusão de Curso  
apresentado à coordenação do curso de  
Engenharia Mecânica como requisito  
parcial para a obtenção do título de  
Bacharel em Engenharia Mecânica.

São Luís, 30 de dezembro de 2022

**BANCA EXAMINADORA**

---

Prof. Dr. Dener Silva de Almeida – Presidente (Orientador)

---

Prof. Dr. Jorge Bertoldo Júnior – Membro

---

Prof. M. Sc. Diego Paes de Andrade Peña – Membro

## RESUMO

Turbina hidráulica é um dispositivo utilizado para a conversão de energia hidráulica em energia mecânica que, por sua vez, é utilizada para a geração de energia elétrica em instalações denominadas centrais hidrelétricas. O componente da turbina que realiza a conversão de energia é denominado rotor, consistindo em uma série de pás com formato especial que utilizam o movimento da água para rotacionar. A geometria do dispositivo é determinada por um processo chamado dimensionamento, contudo, o procedimento não proporciona um bom entendimento sobre propriedades do escoamento como a velocidade e a pressão, e sobre fenômenos indesejáveis como a cavitação. Uma maneira de contornar essa limitação, é utilizar a Dinâmica dos Fluidos Computacional - CFD (*Computational Fluid Dynamics* na língua inglesa), uma ferramenta com baixo custo se comparada a experimentos em laboratório, e versátil, podendo ser adaptada para análises de diversos rotores nas mais variadas condições de operação. O presente trabalho teve como objetivo dimensionar o rotor de uma turbina Francis por meio do método de Bovet e analisar os parâmetros de escoamento, pressão e velocidade, e performance, altura de queda, potência, eficiência, torque e curvas de operação, por meio de uma simulação no *Ansys Student 2022 R2*. Para a simulação utilizou-se o *Turbomachinery Fluid Flow* e os pacotes associados, o *BladeGen*, para geração da geometria do rotor, o *Turbo Mesh*, para geração da malha computacional, o *CFX-Pre*, onde foram definidos os parâmetros de entrada, as condições de contorno, o modelo de turbulência e os parâmetros de solução, e o *CFX-Post*, onde foi realizada a análise gráfica dos resultados. Os resultados alcançados mostram que houve a projeção de partículas de fluido no sentido de rotação devido ao choque com as pás. Ocorreu separação de escoamento e a formação de vórtices entre as pás. A pressão diminuiu do bordo entrada até o de saída, estando de acordo com o esperado. A velocidade das linhas de corrente aumentou do bordo entrada até o de saída, estando de acordo com o esperado. Quanto à pressão, houve uma queda no bordo de entrada da pá, fenômeno conhecido por causar cavitação e danificar os rotores das turbinas Francis nesse local. As modificações na implementação do software melhoraram a trajetória do fluido e impediram a formação de picos e quedas de pressão na extremidade inferior e no centro da pá. A altura de queda foi superestimada devido às instabilidades numéricas decorrentes da simulação. A eficiência do modelo foi inferior devido às perdas por efeito de impacto, separação de

escoamento e vórtices. O erro relativo da potência foi elevado devido à propagação dos erros de outros parâmetros. O erro relativo do torque foi igual à potência porque a velocidade de rotação não variou. O comportamento da curva de eficiência não estava de acordo com a literatura, havendo apenas tendências de crescimento. Os erros relativos dos parâmetros de performance foram inferiores à 12%.

Palavras-chave: Turbina Francis; Dimensionamento; Simulação; Performance

## ABSTRACT

A hydraulic turbine is a device used to convert hydraulic energy into mechanical energy, which in turn is used to generate electricity in facilities called hydroelectric power plants. The component of the turbine that performs the energy conversion is called the runner, consisting of a series of specially shaped blades that use the motion of the water to rotate. The geometry of the device is determined by a process called sizing; however, the procedure does not provide a good understanding of flow properties such as velocity and pressure, and undesirable phenomena such as cavitation. One way to get around this limitation, is to use Computational Fluid Dynamics - CFD, a tool with low cost if compared to laboratory experiments, and versatile, and can be adapted to the analysis of several rotors in various operating conditions. The objective of the present work was to size the runner of a Francis turbine using the Bovet method and to analyze the flow parameters, pressure and speed, and performance, head, power, efficiency, torque, and operating curves, through a simulation in Ansys Student 2022 R2. For the simulation, the Turbomachinery Fluid Flow, and associated packages BladeGen was used to generate the rotor geometry, Turbo Mesh was used to generate the computational mesh, CFX-Pre was used to define the input parameters, the boundary conditions, the turbulence model and the solution parameters, and CFX-Post was used to perform the graphical analysis of the results. The results achieved show that there was a projection of fluid particles in the direction of rotation due to the shock with the blades. Flow separation and vortex formation occurred between the blades. The pressure decreased from the inlet to the outlet edge, as expected. The velocity of the current lines increased from the inlet to the outlet side, as expected. As for the pressure, there was a drop at the inlet edge of the blade, a phenomenon known to cause cavitation and damage the Francis turbine runners at this location. Modifications in the software implementation improved the fluid trajectory and prevented the formation of pressure peaks and drops at the lower end and in the center of the blade. The drop height was overestimated due to numerical instabilities arising from the simulation. The model efficiency was lower due to losses due to impact effect, flow separation, and vortices. The relative error of the power was high due to error propagation of other parameters. The relative error of the torque was equal to the power because the rotational speed did not vary. The behavior of the

efficiency curve was not in accordance with the literature, with only increasing trends. The relative errors of the performance parameters were less than 12%.

Keywords: Francis Turbine; Sizing; Simulation; Performance

## LISTA DE FIGURAS

Figura 1 - Matriz energética brasileira. ....	16
Figura 2 - Matriz elétrica brasileira.....	16
Figura 3 - Esquema de central hidrelétrica. ....	17
Figura 4 - Roda d'água. ....	18
Figura 5 - Esquema de uma turbina Pelton. ....	18
Figura 6 - Rotor de uma turbina Hélice. ....	19
Figura 7 - Esquema de instalação de uma turbina Kaplan. ....	20
Figura 8 - Rotor de uma turbina Dériaz.....	20
Figura 9 - Esquema de instalação de uma turbina Tubular. ....	21
Figura 10 - Esquema de instalação de uma turbina Bulbo. ....	22
Figura 11 - Esquema de instalação de uma turbina Straflo. ....	22
Figura 12 - Turbina Francis de instalação aberta. ....	24
Figura 13 - Turbina Francis de instalação fechada.....	24
Figura 14 - Caixa espiral.....	25
Figura 15 - Anel do distribuidor.....	25
Figura 16 - Pistões do distribuidor. ....	26
Figura 17 - Distribuidor interno. ....	26
Figura 18 - Esquema de um tubo de sucção. ....	27
Figura 19 - Rotor de uma turbina Francis. ....	27
Figura 20 - Rotor de uma turbina Francis lenta. ....	28
Figura 21 - Rotor de uma turbina Francis normal. ....	28
Figura 22 - Rotor com pás danificadas por cavitação.....	29
Figura 23 - Perfil meridiano do canal de um rotor de turbina Francis. ....	40
Figura 24 - Esquema de um rotor de turbina Francis. ....	40
Figura 25 - Perfil meridiano do canal do rotor da turbina estudada. ....	45
Figura 26 - Perfil meridiano desenhado por Bovet.....	46
Figura 27 - Vista superior do rotor em rotação e as linhas de corrente. ....	49
Figura 28 - Vista lateral do rotor em rotação e as linhas de corrente. ....	49
Figura 29 - Vista inferior do rotor em rotação e as linhas de corrente. ....	50
Figura 30 - Lado de pressão da pá do rotor.....	51
Figura 31 - Lado de sucção da pá do rotor.....	52
Figura 32 - Curva de eficiência x vazão.....	54

Figura 33 - Curva de potência x vazão.....	55
--------------------------------------------	----

## LISTA DE TABELAS

Tabela 1 - Classificação de turbina Francis pela velocidade específica. ....	23
Tabela 2 - Dados da turbina Francis instalada na Usina de Estreito. ....	44
Tabela 3 - Primeiro conjunto de parâmetros calculados. ....	44
Tabela 4 - Segundo conjunto de parâmetros calculados. ....	45
Tabela 5 - Terceiro conjunto de parâmetros calculados. ....	45
Tabela 6 - Quarto conjunto de parâmetros calculados. ....	45
Tabela 7 - Pontos do bordo de entrada da pá. ....	46
Tabela 8 - Pontos do bordo de saída da pá. ....	46
Tabela 9 - Erro relativo entre os dados da literatura e os calculados. ....	53

## LISTA DE ABREVIATURAS

AMI – *Arbitrary Mesh Interface*  
CFD – *Computational Fluid Dynamics*  
CGH – Centrais Geradoras Hidrelétricas  
EDP – Equação Diferencial Parcial  
MRF – *Multiple Reference Frame*  
PCH – Pequenas Centrais Hidrelétricas  
RAM – *Random Access Memory*  
RANS – *Reynolds Averaged Navier-Stokes*  
RMS – *Root Mean Square*  
UHE – Usinas Hidrelétricas

## SUMÁRIO

1. INTRODUÇÃO .....	14
2. CENTRAIS HIDRELÉTRICAS NA MATRIZ ENERGÉTICA BRASILEIRA.	15
3. TURBINAS HIDRÁULICAS.....	17
3.1. Turbina Francis .....	22
4. DINÂMICA DOS FLUIDOS COMPUTACIONAL .....	30
4.1. Método dos Volumes Finitos.....	30
4.2. Equações diferenciais do escoamento de fluido .....	30
4.3. Modelo de Turbulência .....	33
4.3.1. Modelo k- $\epsilon$ .....	34
4.4. Utilização do CFD na análise de turbinas hidráulicas .....	35
5. METODOLOGIA .....	39
5.1. Cálculo das dimensões do canal e da pá do rotor .....	39
5.2. Cálculo do ângulo da pá do rotor .....	43
5.3. Dimensionamento do rotor.....	44
5.4. Recursos computacionais e software utilizado .....	47
5.5. Plotagem das curvas de operação.....	48
6. RESULTADOS E DISCUSSÃO .....	48
6.1. Linhas de corrente no rotor em rotação .....	48
6.2. Distribuição de pressão nas pás do rotor em rotação .....	50
6.3. Comparação entre os dados da literatura e os parâmetros de performance calculados .....	53
7. CONCLUSÃO .....	56
REFERÊNCIAS.....	58
APÊNDICE A – TABELA COM DADOS DE PERFORMANCE DO ROTOR DIMENSIONADO .....	61

APÊNDICE B – MÉDIAS QUADRÁTICAS DO MOMENTO E MASSA E DA  
TURBULÊNCIA NA SIMULAÇÃO ..... 62

## 1. INTRODUÇÃO

A energia hidráulica é a fonte de energia renovável mais abrangente, sendo responsável por 15,01% de toda a eletricidade gerada no mundo em 2021 (BRITISH PETROLEUM COMPANY, 2022, tradução nossa). Está presente em rios, mares e arroios, sob forma de energia potencial ou cinética (HENN, 2006).

Países que possuem uma grande quantidade de recursos hídricos são responsáveis pela maior parte do aproveitamento dessa fonte de energia. Dentre eles a China, o Canadá e o Brasil, atualmente os três principais geradores, foram responsáveis, respectivamente, por 30,42%, 8,91% e 8,49% de toda a eletricidade obtida dessa forma em 2021 (BRITISH PETROLEUM COMPANY, 2022, tradução nossa).

O aproveitamento dessa fonte normalmente é realizado em centrais hidrelétricas, instalações voltadas para o armazenamento e o transporte da água até as turbinas hidráulicas, dispositivos que fazem conversão da energia hidráulica em energia mecânica para diversos fins, seja para o acionamento de outro sistema mecânico, até a geração de energia elétrica.

No Brasil existem 1372 centrais hidrelétricas em operação, sendo 216 Usinas Hidrelétricas (UHE), 424 Pequenas Centrais Hidrelétricas (PCH) e 732 Centrais Geradoras Hidrelétricas (CGH) (AGÊNCIA NACIONAL DE ENERGIA ELÉTRICA, 2022). Esse conjunto de centrais, no ano de 2021, foi responsável por 11% da matriz energética e 56,8% da matriz elétrica nacional (EMPRESA DE PESQUISA ENERGÉTICA, 2022).

O componente da turbina responsável pela conversão da energia é o rotor, e devido a isso, seu dimensionamento é um procedimento de extrema importância para garantir um maior aproveitamento da energia.

O processo de dimensionamento consiste em uma série de cálculos para determinação de parâmetros geométricos e operacionais do componente que, quando concluídos, fornecem os dados necessários para seu desenho e sua possível fabricação.

Contudo, durante tal processo, parâmetros de grande importância para a análise da performance do rotor tais como a velocidade de escoamento do fluido, linhas de escoamento e distribuição de pressão ao longo do rotor dentre outros, não são totalmente conhecidos.

Tais parâmetros podem ser estudados por meio de simulações realizadas por softwares comerciais, possibilitando, por sua vez, a realização de ajustes no desenho antes da finalização do projeto, garantindo que a performance desejada seja alcançada.

Um dos mais importantes métodos de dimensionamento de turbinas Francis é o de Bovet, que calcula um coeficiente adimensional, e o utiliza para obter as dimensões do perfil meridiano da pá do rotor (KOCAK *et al.*, 2017; MACYNTIRE, 1983, tradução nossa).

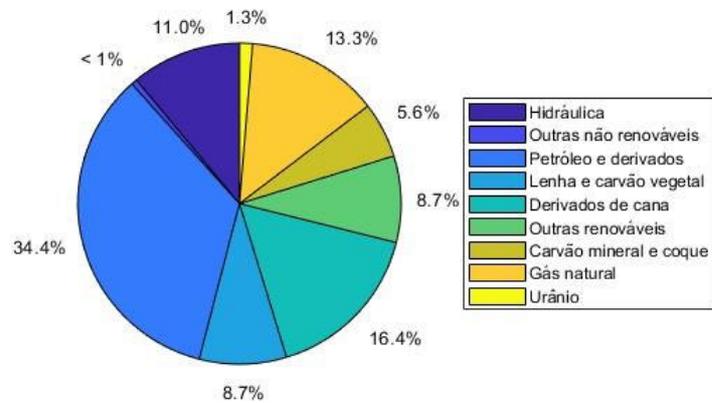
O presente trabalho é a continuidade de um trabalho anterior realizado por Moraes (2022), que tratou do dimensionamento de um rotor de uma turbina Francis utilizando o método de Bovet, seguido por uma simulação numérica em software comercial, cujo foco foi a análise qualitativa do escoamento de fluido.

A nova abordagem busca realizar o mesmo processo de dimensionamento e simulação no software *Ansys Student 2022 R2*, porém dando foco a obtenção dos parâmetros de performance do rotor como: torque, altura de queda, eficiência e potência gerada, assim como as curvas de operação dos dois últimos parâmetros, com o intuito de apresentar o CFD como uma ferramenta auxiliar ao processo de dimensionamento de turbina hidráulicas.

## **2. CENTRAIS HIDRELÉTRICAS NA MATRIZ ENERGÉTICA BRASILEIRA**

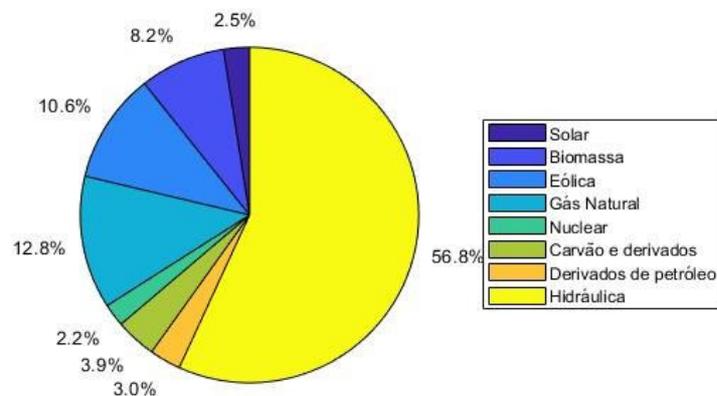
A matriz energética é composta pelas fontes de energia utilizadas das mais diversas formas, inclusive na geração de energia elétrica, enquanto a matriz elétrica constitui as fontes de energia utilizadas apenas na geração de energia elétrica. As Figuras 1 e 2 exibem as matrizes energética e elétrica brasileiras, respectivamente.

Figura 1 - Matriz energética brasileira.



Fonte: Adaptado de Empresa de Pesquisa Energética (2022).

Figura 2 - Matriz elétrica brasileira.



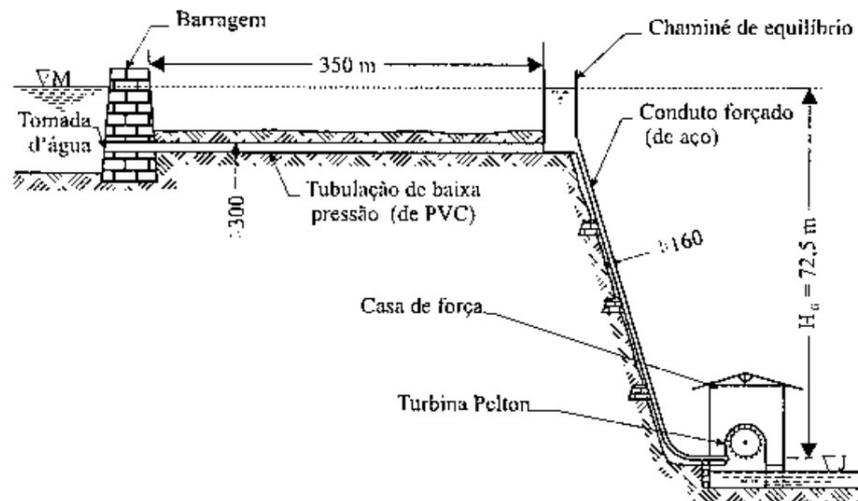
Fonte: Adaptado de Empresa de Pesquisa Energética (2022).

A energia hidráulica representa cerca de 11% da matriz energética e 56,8% da matriz elétrica brasileira, sendo de grande importância para suprir a demanda energética do país. O meio utilizado para o aproveitamento dessa fonte de energia são as centrais hidrelétricas.

Usina ou central hidrelétrica (Figura 3) consiste em uma barragem e um conjunto de tubulações que deslocam a água até as turbinas hidráulicas, que acionam

geradores elétricos e, dessa forma, realizam a conversão da energia hidráulica em energia elétrica.

Figura 3 - Esquema de central hidrelétrica.



Fonte: Henn (2006).

Como dito na seção anterior, no Brasil existem 1372 centrais hidrelétricas divididas em: 216 UHEs, 424 PCHs e 732 CGHs, que geram juntamente uma potência fiscalizada, a que condiz com o momento de operação, de até 109.675.239,89 *kW* (AGÊNCIA NACIONAL DE ENERGIA ELÉTRICA, 2022). As UHEs, PCHs e CGHs são responsáveis por 94,1%, 5,12% e 0,78% desse valor, respectivamente.

As três usinas hidrelétricas de maior potência do Brasil são a parte brasileira de Itaipu, a de Belo Monte e a do Tucuruí, sendo capazes de gerar até 7.000 *MW*, 11.233 *MW* e 8.535 *MW*, respectivamente (AGÊNCIA NACIONAL DE ENERGIA ELÉTRICA, 2022). A potência somada das três usinas corresponde a aproximadamente 26,77% de toda a energia elétrica obtida dessa forma no país.

### 3. TURBINAS HIDRÁULICAS

Desde tempos remotos a humanidade lidou com a necessidade de deslocar a água e a utilizar no acionamento de dispositivos mecânicos visando a redução no trabalho braçal e a realização de tarefas difíceis ou até mesmo impossíveis para o ser humano.

Um dos primeiros dispositivos capazes de converter a energia hidráulica em energia mecânica foi a roda d'água (Figura 4). Era composta por uma roda com um

conjunto de pás fixada a um eixo, sendo empregada, por exemplo, em moinhos de cereais, pequenas oficinas e artesanatos (MACYNTIRE, 1983).

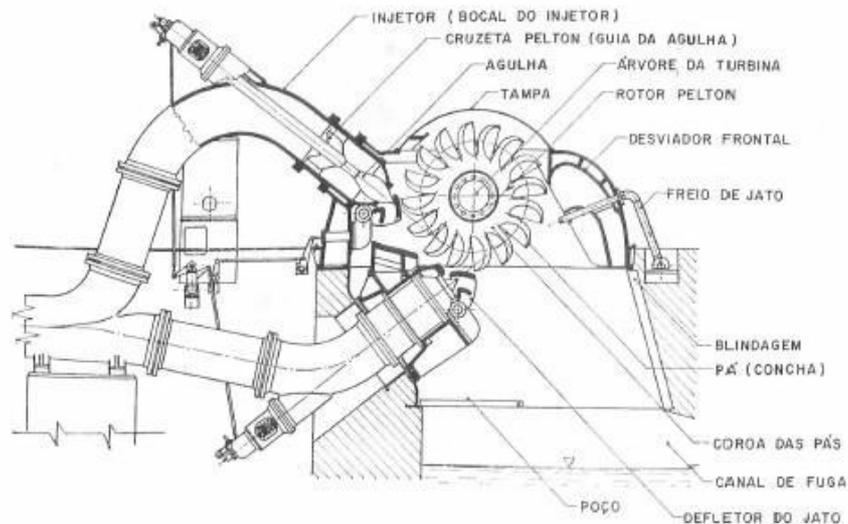
Figura 4 - Roda d'água.



Fonte: Bellis (2019).

A ineficiência das rodas d'água, quando utilizadas em baixas vazões, levou o engenheiro Lester Allen Pelton a projetar novas geometrias de roda d'água, ocasionando no desenvolvimento da turbina Pelton (Figura 5), na década de 1870 (CRAWFORD, 2012, tradução nossa). A incidência do jato sobre as pás do rotor ocorre de maneira tangencial e o fluido não sofre variações de pressão ao escoar pelos canais do rotor, sendo, desta forma, classificada como tangencial e de ação. É empregada em uma ampla faixa de potência, grandes alturas de queda e pequenas e médias vazões.

Figura 5 - Esquema de uma turbina Pelton.

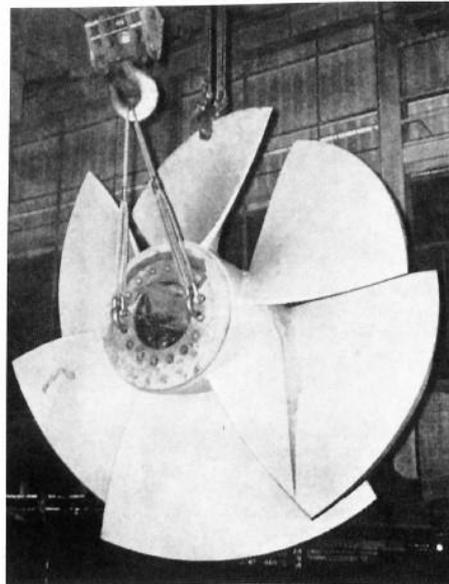


Fonte: Macyntire (1983).

A turbina Francis foi desenvolvida pelo engenheiro James B. Francis a partir das melhorias realizadas no projeto de turbina patenteado por Samuel B. Howd em 1838, de modo a utilizá-la no aproveitamento energético do desnível de um rio (MACYNTIRE, 1983). Mais detalhes sobre esse dispositivo na seção 3.1.

A incapacidade das turbinas Francis de obterem consideráveis velocidades em baixas alturas de queda e grandes vazões resultou no desenvolvimento das turbinas Hélice em 1908 (Figura 6) (MACYNTIRE, 1983). Nesse tipo de turbina, o fluido realiza uma trajetória paralela ao eixo do rotor, além de sofrer uma variação de pressão ao escoar pelos canais do rotor, sendo classificada como axial e de reação.

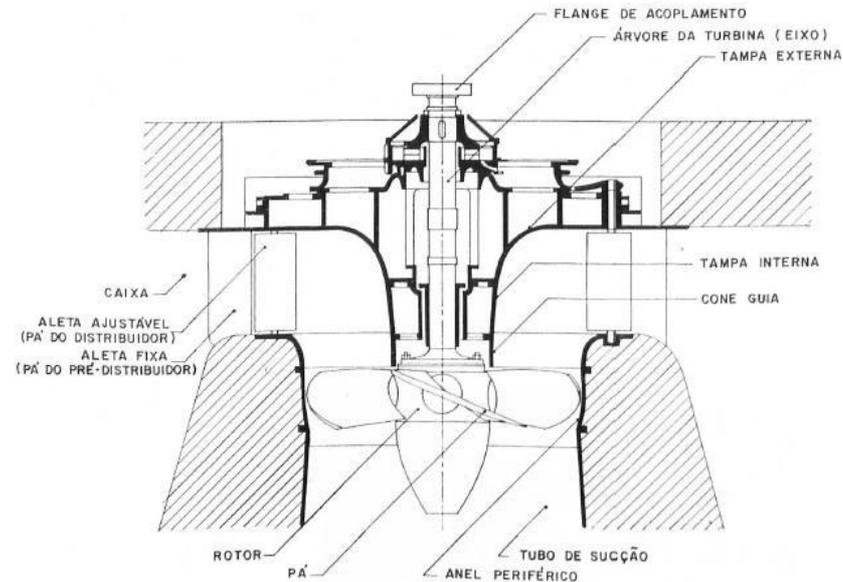
Figura 6 - Rotor de uma turbina Hélice.



Fonte: Macyntire (1983).

Com o objetivo de melhorar a eficiência da turbina Francis em baixas alturas de queda e amplas faixas de vazão, o engenheiro Victor Kaplan realizou uma série de estudos que resultaram no desenvolvimento de uma turbina axial e de reação com pás orientáveis (Figura 7) em 1912 denominada Kaplan (MACYNTIRE, 1983; POLÁK, 2021, tradução nossa).

Figura 7 - Esquema de instalação de uma turbina Kaplan.



Fonte: Macyntire (1983).

A turbina Dériaz (Figura 8), desenvolvida pelo engenheiro Paul Dériaz, possui um rotor com pás de ângulo variável, muito semelhante ao da turbina Kaplan. Pode ser utilizada como bomba ou turbina em instalações que necessitam de tal funcionalidade (MACYNTIRE, 1983). Nessa turbina o fluido realiza uma trajetória cônica, sendo classificada como diagonal. É empregada em médias e elevadas alturas de queda e amplas faixas de vazão e potência.

Figura 8 - Rotor de uma turbina Dériaz.

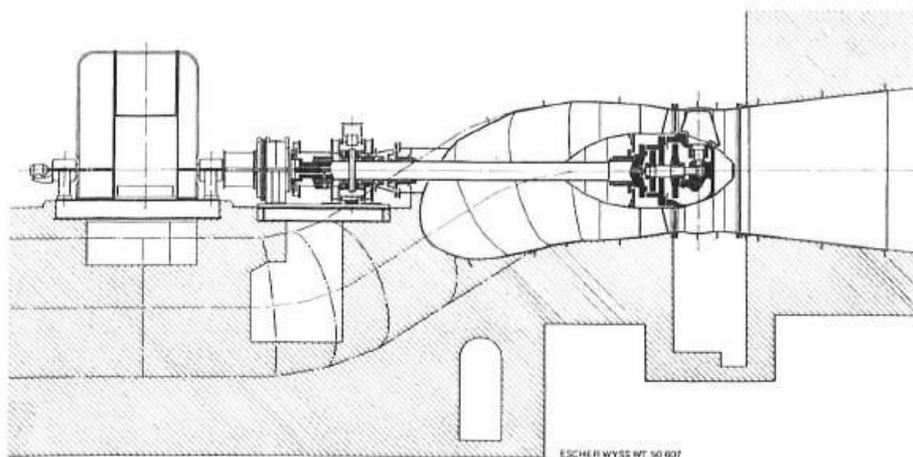


Fonte: Macyntire (1983).

A ausência de turbinas capazes de serem utilizadas em desníveis pequenos, onde nem mesmo turbinas Kaplan verticais eram viáveis, resultou no desenvolvimento das turbinas Tubulares, Bulbo e Straflo (MACYNTIRE, 1983).

Nas turbinas tubulares (Figura 9) o rotor pode ter, ou não, pás inclináveis, e é posicionado no interior de um tubo por onde a água escoa, além de ser conectado por um eixo a um alternador localizado na parte externa do tubo (MACYNTIRE, 1983). São classificadas como axiais e de reação, sendo empregadas em pequenas alturas de queda e amplas faixas de vazão e potência.

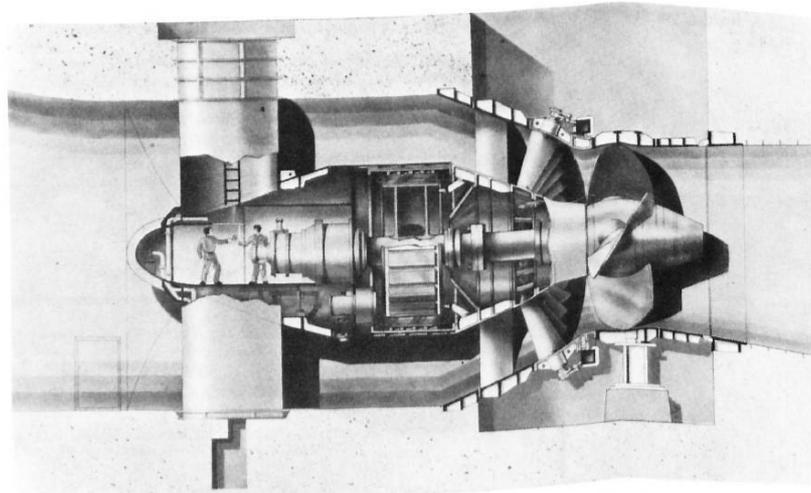
Figura 9 - Esquema de instalação de uma turbina Tubular.



Fonte: Macyntire (1983).

A turbina Bulbo (Figura 10) pode ser considerada como uma evolução da Tubular, cujo rotor possui um conjunto de pás orientáveis semelhante as turbinas Kaplan e Dériaz. O dito bulbo é uma espécie de câmara blindada onde se localiza o sistema que transmite a rotação do eixo a um alternador e/ou a um gerador elétrico (MACYNTIRE, 1983). Assim como a Tubular, é axial e de reação, sendo empregada em pequenas alturas de queda e amplas faixas de vazão e potência.

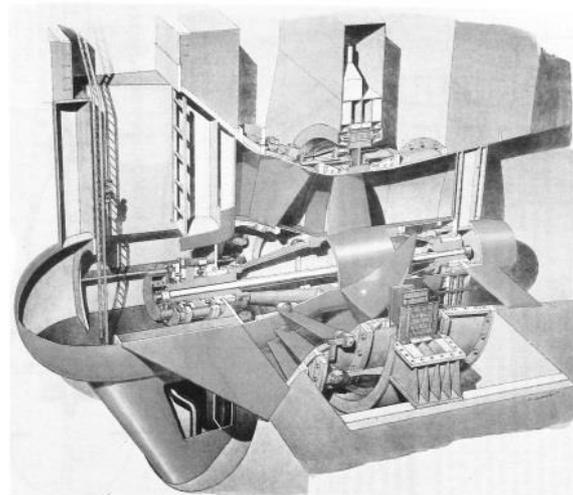
Figura 10 - Esquema de instalação de uma turbina Bulbo.



Fonte: Macyntire (1983).

Nas turbinas Straflo (Figura 11) o fluido realiza uma trajetória de hélice cilíndrica, ao contrário do que o nome indica já que Straflo é uma contração para *straight flow*, escoamento retilíneo em português (MACYNTIRE, 1983). Assim como a turbina Tubular e a Bulbo, é axial e de reação, sendo empregada em pequenas alturas de queda e amplas faixas de vazão e potência.

Figura 11 - Esquema de instalação de uma turbina Straflo.



Fonte: Macyntire (1983).

### 3.1. Turbina Francis

A turbina Francis, cujo rotor é objeto de estudo do presente trabalho, é dita ser uma máquina de fluxo radial, pois o fluido realiza uma trajetória perpendicular ao eixo

do rotor, ou diagonal, e de reação. Pode ser instalada em eixos verticais ou horizontais, sendo que as turbinas de grande capacidade são normalmente instaladas na vertical (PAI, 2013, tradução nossa).

A eficiência de turbinas Francis de grande porte aumentou significativamente ao longo dos anos, ficando atualmente em torno de 95% (DIXON; HALL, 2010, tradução nossa).

Um dos métodos de classificação adotados para esse tipo de turbina se baseia na velocidade específica, pois a alteração do valor de tal parâmetro ocasiona uma série de mudanças na geometria da turbina. A Tabela 1 exibe a classificação das turbinas Francis de acordo com a velocidade específica.

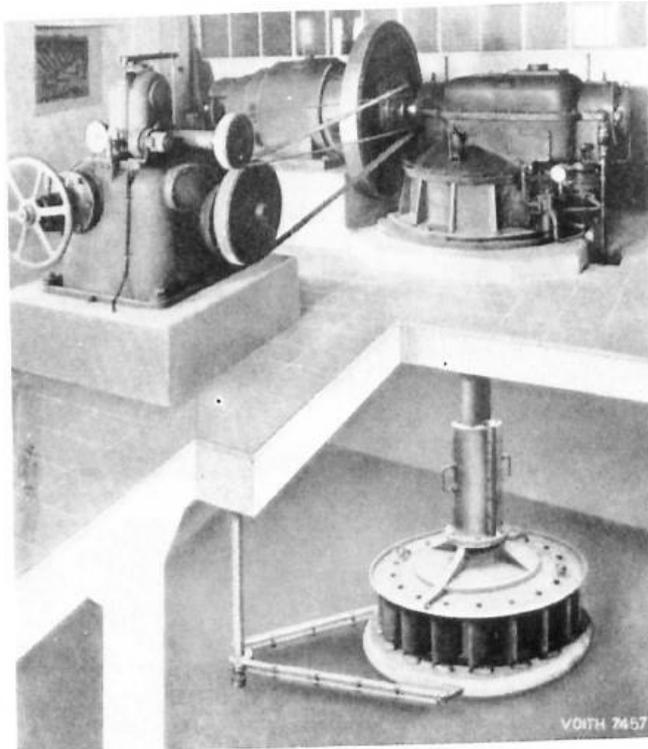
Tabela 1 - Classificação de turbina Francis pela velocidade específica.

Tipo de turbina Francis	Velocidade específica (rpm)
Muito lenta	55 – 70
Lenta	71 – 120
Normal	121 – 200
Rápida (ou Dériaz)	201 – 300
Extra-rápida	301 – 450

Fonte: Adaptado de Macyntire (1983).

Outra forma de classificar esse tipo de turbina é de acordo com o tipo de instalação, podendo ser aberta ou fechada. As de instalação aberta (Figura 12) são colocadas dentro de um poço, e a água é conduzida em um canal de adução. Durante o período de manutenção, utiliza-se uma comporta ou adufa para esvaziar a turbina (MACYNTIRE, 1983).

Figura 12 - Turbina Francis de instalação aberta.



Fonte: Macyntire (1983).

As de instalação fechada (Figura 13) são colocadas em uma caixa com um formato de caracol (caixa espiral), e a água é conduzida em uma tubulação (MACYNTIRE, 1983).

Figura 13 - Turbina Francis de instalação fechada.

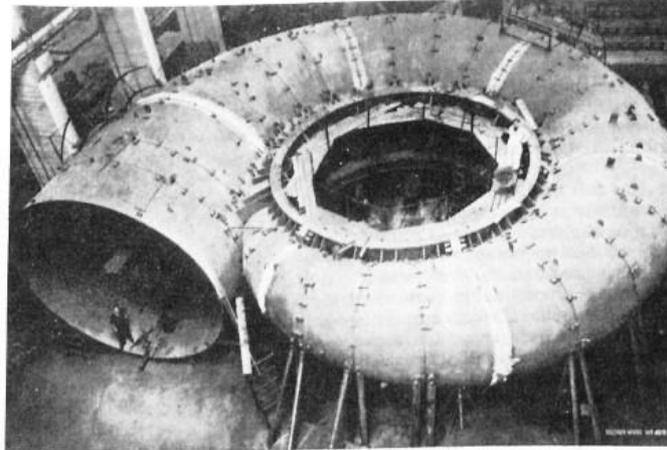


Fonte: Mecânica Industrial (2013).

A caixa espiral (Figura 14) é um dispositivo com formato de caracol cuja área da seção transversal diminui ao longo do caminho do escoamento e, dessa forma,

mantém a velocidade de escoamento do fluido constante (DIXON; HALL, 2010, tradução nossa).

Figura 14 - Caixa espiral.



Fonte: Macyntire (1983).

O distribuidor (Figura 15) possui um conjunto de pás orientáveis que direcionam o fluido até o rotor. Para diminuição da carga na turbina, altera-se o ângulo das pás, restringindo a entrada de fluido no rotor e, conseqüentemente, reduzindo a vazão. Ademais, devido ao formato das pás, os canais que as dividem convertem parte da pressão da água em energia cinética, funcionando como bocais (DIXON; HALL, 2010; PAI, 2013, tradução nossa).

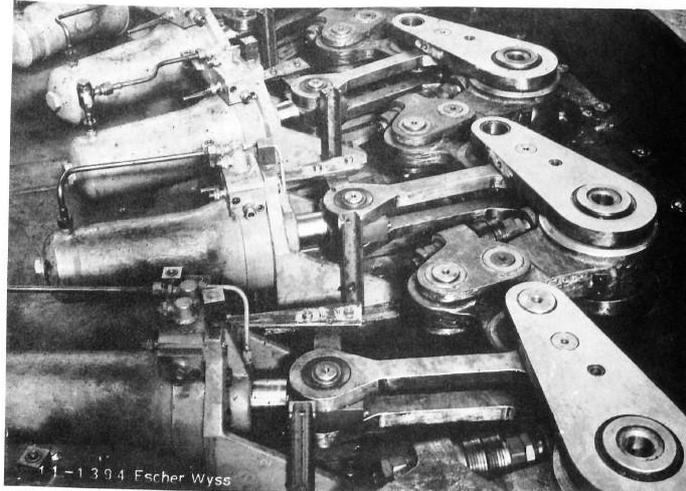
Figura 15 - Anel do distribuidor.



Fonte: Macyntire (1983).

O ângulo das pás do distribuidor é alterado por um sistema de bielas e manivelas conectadas a um anel (PAI, 2013). No caso de turbinas grandes, esse processo pode ser realizado por um conjunto de pistões (Figura 16) (MACYNTIRE, 1983).

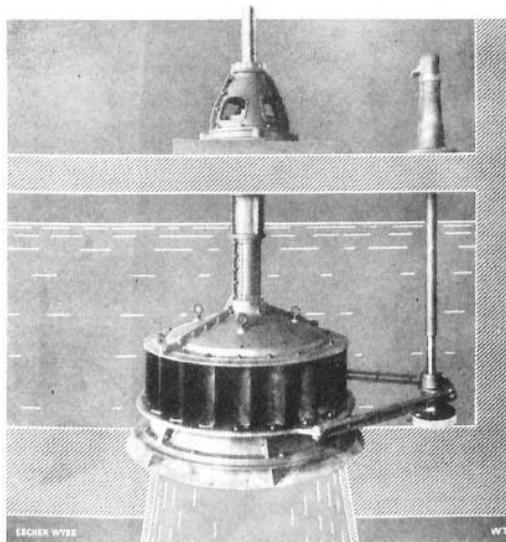
Figura 16 - Pistões do distribuidor.



Fonte: Macyntire (1983).

Quando o conjunto anel, bielas e manivelas se localiza na parte externa da turbina, o distribuidor é denominado externo, e quando fica dentro do poço de adução (Figura 17), o distribuidor é denominado interno (MACYNTIRE, 1983).

Figura 17 - Distribuidor interno.

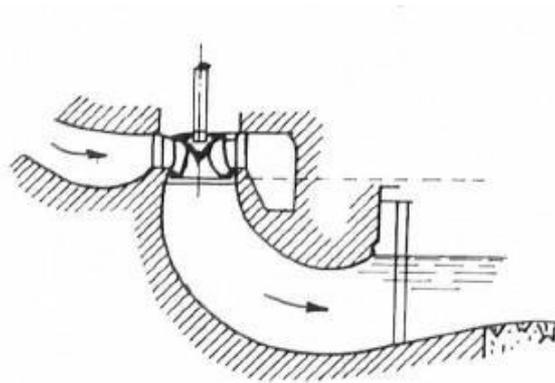


Fonte: Macyntire (1983).

Entre a caixa espiral e o distribuidor, pode existir um dispositivo chamado pré-distribuidor, que consiste em um conjunto de pás fixas que direcionam o fluido até o distribuidor (MACYNTIRE, 1983).

O tubo de sucção (Figura 18) permite o escoamento contínuo do fluido após a saída do rotor, o conduzindo até o canal de fuga, permitindo também a instalação da turbina em um nível superior ao da água do canal de fuga em alguns casos (MACYNTIRE, 1983). Funciona como um difusor, ou seja, recupera parte da energia cinética na região da saída (DIXON; HALL, 2010; PAI, 2013, tradução nossa).

Figura 18 - Esquema de um tubo de sucção.



Fonte: Macyntire (1983).

O rotor (Figura 19) é o componente que realiza a conversão da energia hidráulica em trabalho mecânico. É composto por um conjunto de pás com formato especial que formam um conjugado de forças que o rotacionam ao entrar em contato com o escoamento de água (PFLEIDERER; PETERMANN, 1979).

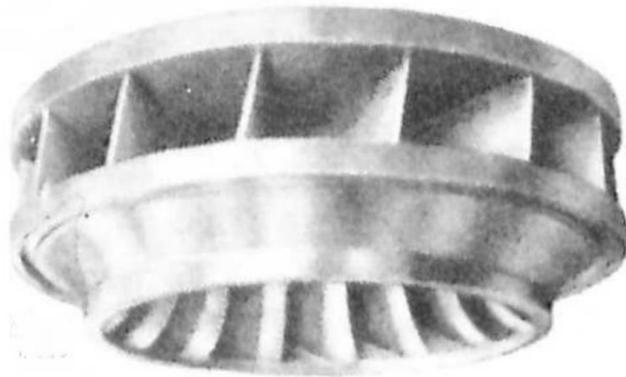
Figura 19 - Rotor de uma turbina Francis.



Fonte: Korpela (2011).

Como dito anteriormente, a velocidade específica é um parâmetro que pode ser utilizado na classificação de turbinas Francis. Tal funcionalidade pode ser atribuída às mudanças na geometria do perfil meridiano do canal do rotor ocasionadas pela variação da velocidade específica, o que gera mudanças na geometria da turbina em si. As Figuras 20 e 21 exibem os perfis de uma turbina Francis lenta e uma normal, respectivamente.

Figura 20 - Rotor de uma turbina Francis lenta.



Fonte: Adaptado de Macyntire (1983).

Figura 21 - Rotor de uma turbina Francis normal.

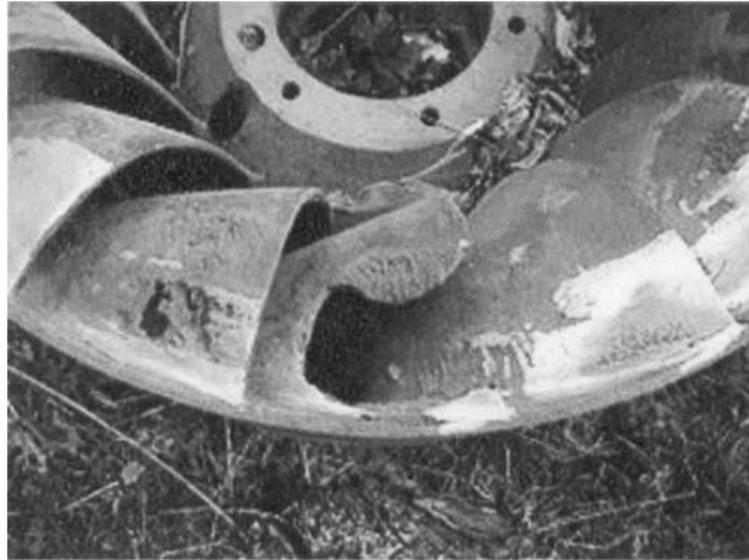


Fonte: Adaptado de Macyntire (1983).

O rotor deste tipo de turbina pode sofrer desgastes causados pela cavitação (Figura 22), que consiste na formação e no posterior colapso de bolhas durante o

escoamento (HENN, 2006). É um fenômeno que ocorre em regiões de baixa pressão próximas ou adjacentes a uma superfície sólida (PAI, 2013, tradução nossa).

Figura 22 - Rotor com pás danificadas por cavitação.



Fonte: Dixon e Hall (2010).

Quando a pressão do líquido se torna igual ou inferior a pressão de saturação do vapor, o líquido vaporiza, formando uma bolha. No momento em que líquido a alta pressão entra em contato com a bolha, a pressão aumenta e o vapor condensa, causando o colapso da bolha (BRAN; SOUZA, 1969; PAI, 2013, tradução nossa).

Após o colapso, o líquido ao redor rapidamente preenche a região anteriormente ocupada pelo vapor, gerando um pico de pressão capaz de remover metal e/ou formar cavidades em uma superfície (HENN, 2006; PAI, 2013, tradução nossa).

De modo a minimizar os efeitos do desgaste, denominado erosão por cavitação, utiliza-se materiais com elevada resistência como o aço e o ferro fundidos na fabricação do rotor e de outros componentes internos da turbina (MACYNTIRE, 1983; PAI, 2013, tradução nossa).

Tal fenômeno também pode provocar reduções na eficiência da máquina, originar vibrações capazes de danificar a estrutura da turbina e causar a completa falha mecânica de componentes do dispositivo (HENN, 2006; MACYNTIRE, 1997; PAI, 2013, tradução nossa).

## **4. DINÂMICA DOS FLUIDOS COMPUTACIONAL**

O CFD pode ser definido como a simulação numérica em transferência de calor e mecânica dos fluidos (MALISKA, 2014).

Os fenômenos da mecânica dos fluidos e da transferência de calor e massa são descritos por conjuntos de Equações Diferenciais Parciais (EDP), sendo assim, os métodos de CFD se baseiam na discretização das EDPs que descrevem o problema estudado em cima de uma malha computacional.

O processo de discretização resulta em um conjunto de sistemas de equações lineares que podem ser resolvidos por métodos como Thomas, Jacobi, Gauss Seidel etc. Em certos casos, alguns termos precisam ainda ser linearizados para obter tais sistemas.

### **4.1. Método dos Volumes Finitos**

É um método onde a EDP é integrada em torno de volumes de controle, e do tempo, quando em regime transiente, expressa em sua forma conservativa e depois discretizada (VERSTEEG; MALALASEKERA, 2007; ZIKANOV, 2010, tradução nossa).

Possui um caráter conservativo, ou seja, segue as leis da conservação de massa e da energia, sendo amplamente empregado em softwares comerciais justamente por possuir essa característica (MALISKA, 2014).

Também permite uso de malhas não estruturadas, possibilitando a aplicação em geometrias complexas, a automação do processo de geração da malha e uma alta flexibilidade e controle de parâmetros da malha como o tamanho e número de células (ZIKANOV, 2010, tradução nossa).

### **4.2. Equações diferenciais do escoamento de fluido**

As equações governantes do escoamento de fluido são representações matemáticas das leis da conservação da massa, da conservação do momento (segunda lei de Newton) e da conservação da energia (primeira lei da Termodinâmica) (VERSTEEG; MALALASEKERA, 2007, tradução nossa).

A Equação da Continuidade (Equação 1) expressa a lei da conservação da massa, sendo que o primeiro termo representa a taxa de aumento da massa específica, enquanto o segundo termo representa o fluxo de massa por unidade de volume (PLETCHER; TANNEHILL; ANDERSON, 2013; ZIKANOV, 2010, tradução nossa).

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla(\rho \vec{V}) = 0 \quad (1)$$

Onde:

$\rho$  – Massa específica ( $kg/m^3$ );

$\vec{V}$  – Vetor velocidade ( $m/s$ );

A Equação do Momento (Equação 2) expressa a lei da conservação do momento que afirma que a taxa de momento de uma partícula de fluido é igual a soma das forças na partícula (VERSTEEG; MALALASEKERA, 2007, tradução nossa).

$$\rho \frac{D\vec{V}}{Dt} = \rho \vec{f} - \nabla p + \nabla \cdot \tau_{ij} \quad (2)$$

Onde:

$\vec{f}$  – Vetor força ( $N/kg$ );

$p$  – Pressão ( $Pa$ );

$\tau_{ij}$  – Tensor de tensão viscosa ( $N/m^2$ );

O termo à esquerda na Equação 2 corresponde a taxa de variação da velocidade por unidade de volume, sendo o múltiplo da massa específica com a derivada material (VERSTEEG; MALALASEKERA, 2007; ZIKANOV, 2010, tradução nossa).

O primeiro termo à direita na Equação 2 representa as forças de corpo por unidade de volume, que atuam sobre toda a massa de fluido e agem a uma certa distância como a gravidade (PLETCHER; TANNEHILL; ANDERSON, 2013, tradução nossa). O segundo e terceiro termos à direita na Equação 2 representam as forças de superfície por unidade de volume, que são as forças de pressão e atrito que atuam entre o fluido e elementos de fluido próximos e/ou paredes adjacentes (PLETCHER; TANNEHILL; ANDERSON, 2013; ZIKANOV, 2010, tradução nossa).

A derivada material (Equação 3) corresponde a taxa de variação da velocidade por unidade de massa, sendo a soma da variação da velocidade no tempo em um dado ponto com a variação da velocidade no espaço (ZIKANOV, 2010, tradução nossa).

$$\frac{D\vec{v}}{Dt} = \frac{\partial \vec{v}}{\partial t} + u \frac{\partial \vec{v}}{\partial x} + v \frac{\partial \vec{v}}{\partial y} + w \frac{\partial \vec{v}}{\partial z} \quad (3)$$

$u$  – Componente da velocidade em  $x$  ( $m/s$ );

$v$  – Componente da velocidade em  $y$  ( $m/s$ );

$w$  – Componente da velocidade em  $z$  ( $m/s$ );

O tensor de tensão viscosa ( $\tau_{ij}$  em  $N/m^2$ ) pode ser calculado por meio da Equação 4, sendo que os termos na diagonal causam a extensão ou contração do elemento de fluido, enquanto os termos restantes causam o cisalhamento (ZIKANOV, 2010, tradução nossa).

$$\tau_{ij} = \begin{bmatrix} 2\mu \frac{\partial u}{\partial x} & \mu \left( \frac{\partial u}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial x} \right) & \mu \left( \frac{\partial w}{\partial x} + \frac{\partial u}{\partial z} \right) \\ \mu \left( \frac{\partial u}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial x} \right) & 2\mu \frac{\partial v}{\partial y} & \mu \left( \frac{\partial v}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial y} \right) \\ \mu \left( \frac{\partial w}{\partial x} + \frac{\partial u}{\partial z} \right) & \mu \left( \frac{\partial v}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial y} \right) & 2\mu \frac{\partial w}{\partial z} \end{bmatrix} \quad (4)$$

Onde:

$i, j$  – Índices  $x, y$  ou  $z$ ;

$\mu$  – Viscosidade dinâmica do fluido ( $Ns/m^2$ );

A Equação da Energia (Equação 5) expressa a lei da conservação da energia que afirma que a taxa de variação da energia de uma partícula de fluido é igual a soma da taxa de adição de calor com a taxa de trabalho realizado sobre a partícula (VERSTEEG; MALALASEKERA, 2007, tradução nossa).

$$\rho \frac{DE}{Dt} = \nabla \cdot (k\nabla T) - \nabla \cdot (p\vec{V}) + \dot{Q} + \rho \vec{f} \cdot \vec{V} \quad (5)$$

Onde:

$E$  – Energia Total ( $J$ );

$k$  – Condutividade térmica do fluido ( $W/mK$ );

$T$  – Temperatura do fluido ( $K$ );

$\dot{Q}$  – Taxa de geração de calor ( $W$ );

O termo à esquerda na Equação 5 corresponde a taxa de variação da energia total por unidade de volume. O primeiro e segundo termos à direita dessa equação representam a taxa de calor perdido por condução por unidade de volume e o trabalho gerado pelas forças de superfície, respectivamente. O terceiro e quarto termos correspondem à taxa de calor gerado por fatores externos por unidade de volume e ao trabalho gerado pelas forças de corpo por unidade de volume, respectivamente (PLETCHER; TANNEHILL; ANDERSON, 2013, tradução nossa).

### 4.3. Modelo de Turbulência

Um escoamento se torna turbulento quando o número de Reynolds do fluido está acima do número de Reynolds crítico, onde diversos fenômenos causam uma drástica mudança nas características do escoamento, o tornando caótico e aleatório (VERSTEEG; MALALASEKERA, 2007, tradução nossa). A maioria dos escoamentos encontrados na indústria são turbulentos, já que a turbulência potencializa as taxas de transferência de calor e massa, o que torna a modelagem da turbulência uma necessária e importante ferramenta para o CFD (ANDERSSON *et al.*, 2012, tradução nossa).

Uma característica dos escoamentos turbulentos é a presença de campos de velocidade flutuantes onde existem flutuações de alta frequência e pequena escala que tornam o custo computacional da simulação muito elevado devido à grande quantidade de informação necessária para descrição do escoamento (ANDERSSON *et al.*, 2012, tradução nossa). Contudo, a maioria das aplicações de engenharia não exigem a solução das flutuações, sendo assim, utilizam-se métodos baseados na Média de Reynolds da Equação de Navier-Stokes - RANS (*Reynolds Averaged Navier-Stokes Equations* na língua inglesa) (VERSTEEG; MALALASEKERA, 2007, tradução nossa).

Os efeitos das flutuações são analisados por meio da implementação da decomposição de Reynolds nas equações da continuidade e de Navier-Stokes. A decomposição de Reynolds (Equação 6) consiste em separar as variáveis de fluido  $p$ ,  $u$ ,  $v$  e  $w$  em somas entre componente médias ( $\mathbf{U}$ ) e flutuantes ( $\mathbf{u}'$ ) (VERSTEEG; MALALASEKERA, 2007, tradução nossa).

$$\mathbf{u} = \mathbf{U} + \mathbf{u}' \quad (6)$$

A implementação da Equação 6 nas equações da continuidade e de Navier-Stokes, resulta nas Equações 7, 8, 9 e 10, com as três últimas sendo as chamadas equações RANS para o escoamento compressível (VERSTEEG; MALALASEKERA, 2007, tradução nossa).

$$\frac{\partial \bar{p}}{\partial t} + \nabla \cdot (\bar{\rho} \tilde{\mathbf{U}}) = 0 \quad (7)$$

$$\frac{\partial (\bar{\rho} \tilde{\mathbf{U}})}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \tilde{\mathbf{U}} \tilde{\mathbf{U}}) = -\frac{\partial \bar{p}}{\partial x} + \nabla \cdot (\mu \nabla \tilde{\mathbf{U}}) + \left[ -\frac{\partial (\bar{\rho} u'^2)}{\partial x} - \frac{\partial (\bar{\rho} u' v')}{\partial y} - \frac{\partial (\bar{\rho} u' w')}{\partial z} \right] + S_{Mx} \quad (8)$$

$$\frac{\partial (\bar{\rho} \tilde{\mathbf{V}})}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \tilde{\mathbf{V}} \tilde{\mathbf{U}}) = -\frac{\partial \bar{p}}{\partial y} + \nabla \cdot (\mu \nabla \tilde{\mathbf{V}}) + \left[ -\frac{\partial (\bar{\rho} u' v')}{\partial x} - \frac{\partial (\bar{\rho} v'^2)}{\partial y} - \frac{\partial (\bar{\rho} v' w')}{\partial z} \right] + S_{My} \quad (9)$$

$$\frac{\partial(\bar{\rho}\tilde{W})}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho\tilde{W}\tilde{U}) = -\frac{\partial\bar{p}}{\partial z} + \nabla \cdot (\mu\nabla\tilde{W}) + \left[ \frac{\partial(\bar{\rho}u'w')}{\partial x} - \frac{\partial(\bar{\rho}v'w')}{\partial y} - \frac{\partial(\bar{\rho}w'^2)}{\partial z} \right] + S_{Mz} \quad (10)$$

Onde:

$S_M$  – Termo de Geração ( $N/m^3$ );

Os termos com  $\sim$  são médias ponderadas pela densidade, enquanto os com  $-$  são médias ponderadas no tempo.

No caso de escoamentos incompressíveis utiliza-se as Equações 11 a 14.

$$\nabla \cdot \mathbf{U} = 0 \quad (11)$$

$$\frac{\partial U}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho U\mathbf{U}) = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x} + \nabla \cdot (\mu\nabla U) + \frac{1}{\rho} \left[ \frac{\partial(-\rho\bar{u}'^2)}{\partial x} + \frac{\partial(-\rho\bar{u}'v')}{\partial y} + \frac{\partial(-\rho\bar{u}'w')}{\partial z} \right] \quad (12)$$

$$\frac{\partial V}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho V\mathbf{U}) = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial y} + \nabla \cdot (\mu\nabla V) + \frac{1}{\rho} \left[ \frac{\partial(-\rho\bar{u}'v')}{\partial x} + \frac{\partial(-\rho\bar{v}'^2)}{\partial y} + \frac{\partial(-\rho\bar{v}'w')}{\partial z} \right] \quad (13)$$

$$\frac{\partial W}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho W\mathbf{U}) = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial z} + \nabla \cdot (\mu\nabla W) + \frac{1}{\rho} \left[ \frac{\partial(-\rho\bar{u}'w')}{\partial x} + \frac{\partial(-\rho\bar{v}'w')}{\partial y} + \frac{\partial(-\rho\bar{w}'^2)}{\partial z} \right] \quad (14)$$

Essa abordagem modifica as equações e simplifica a formulação, porém, aumenta o número de variáveis desconhecidas, com os modelos de turbulência sendo responsáveis pela determinação das novas variáveis, e possibilitando a solução do novo sistema de equações (ANDERSSON *et al.*, 2012, tradução nossa).

#### 4.3.1. Modelo k- $\varepsilon$

O modelo de turbulência  $k$ - $\varepsilon$  empregado no presente trabalho utiliza duas equações de transporte para a obtenção das propriedades de turbulência do fluido, a Equação 15 para a energia cinética turbulenta ( $k$  em  $m^2/s^2$ ) e a Equação 16 para a taxa de dissipação da energia cinética turbulenta por unidade de massa ( $\varepsilon$  em  $m^2/s^3$ ).

$$\frac{\partial(\rho k)}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho k\mathbf{U}) = \nabla \cdot \left[ \left( \frac{\mu_t}{\sigma_k} \nabla k \right) \right] + 2\mu_t S_{ij} \cdot S_{ij} - \rho\varepsilon \quad (15)$$

Onde:

$S_{ij}$  – Taxa de deformação média ( $1/s^2$ );

$$\frac{\partial(\rho\varepsilon)}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho\varepsilon\mathbf{U}) = \nabla \cdot \left[ \left( \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \nabla \varepsilon \right) \right] + C_{1\varepsilon} \frac{\varepsilon}{k} 2\mu_t S_{ij} \cdot S_{ij} - C_{2\varepsilon} \rho \frac{\varepsilon^2}{k} \quad (16)$$

Os significados físicos dos termos das Equações 15 e 16 são análogos, sendo assim, o primeiro termo do lado esquerdo de ambas as equações representa a taxa de variação de  $k$  ou  $\varepsilon$ , o segundo diz respeito ao transporte de  $k$  ou  $\varepsilon$  por convecção, o primeiro termo do lado direito se trata do transporte de  $k$  ou  $\varepsilon$  por difusão, o segundo

representa a taxa de produção de  $k$  ou  $\varepsilon$ , e o último se trata da taxa de destruição de  $k$  ou  $\varepsilon$  (VERSTEEG; MALALASEKERA, 2007, tradução nossa).

Os efeitos de turbulência de larga escala são definidos pelas Equações 17 e 18 que representam a escala de velocidade ( $\vartheta$  em  $m/s$ ) e a escala de comprimento ( $\ell$  em  $m$ ), respectivamente. Já a viscosidade de turbulência ( $\mu_t$  em  $kg/m\ s$ ) pode ser obtida utilizando a Equação 19.

$$\vartheta = k^{\frac{1}{2}} \quad (17)$$

$$\ell = \frac{k^{\frac{3}{2}}}{\varepsilon} \quad (18)$$

$$\mu_t = C\rho\vartheta\ell = \rho C_\mu \frac{k^2}{\varepsilon} \quad (19)$$

As cinco constantes de fechamento  $C_\mu$ ,  $\sigma_k$ ,  $\sigma_\varepsilon$ ,  $C_{1\varepsilon}$  e  $C_{2\varepsilon}$  foram utilizadas para fechar as equações do modelo  $k$ - $\varepsilon$ , resultando na simplificação de tais equações. Os valores empregados para as constantes são: 0,09, 1,00, 1,30, 1,44, 1,92, respectivamente. Embora variem um pouco de um escoamento a outro, são considerados universais (ANDERSSON *et al.*, 2012, tradução nossa).

#### 4.4. Utilização do CFD na análise de turbinas hidráulicas

O CFD é uma ferramenta que tem sido bastante utilizada no projeto e avaliação de turbinas hidráulicas, chegando ao ponto de turbinas Francis com potências que vão até 10 MW serem projetadas unicamente mediante tal ferramenta (BENIGNI *et al.*, 2011 *apud* TIWARI *et al.*, 2020, tradução nossa).

Trabalhos comprovam a precisão do uso de análises computacionais, tais como o desenvolvido por Wu *et al.* (2007) que tratou da implementação de um sistema de design baseado em CFD que integra três métodos de design de pás, modelo de geometria parametrizada, gerador de malha automática e software CFD no projeto de reabilitação de uma turbina Francis. Os códigos Q3D invíscidos foram utilizados na otimização preliminar, pela sua elevada taxa de convergência e confiabilidade. Na fase de modernização final, foi utilizado o software de simulação comercial STAR-CD. A fase de testes foi dividida em duas partes: na primeira foi avaliada a performance do novo rotor da turbina com os componentes da turbina anterior, na segunda foi avaliada a performance de todos os novos componentes. As melhorias no projeto proporcionaram um aumento de 23% na potência gerada e 3% na eficiência máxima,

além de um menor coeficiente de cavitação e uma performance mais suave em uma faixa de condições de operação mais ampla.

A pesquisa desenvolvida por Khare, Prasad e Kumar (2010) simulou o escoamento de uma turbina Francis no software *Ansys CFX* e validou os resultados obtidos mediante comparação com dados experimentais retirados da literatura. Constatou-se que há uma grande proximidade dos dados experimentais e os resultados fornecidos pela simulação.

O trabalho realizado por Shukla *et al.* (2011) simulou o escoamento tridimensional de uma turbina Francis, seguida de uma validação dos resultados com dados experimentais. O modelo 3D dos componentes da turbina foi realizado no software *Pro-E*, e a simulação numérica no *Ansys*. Os dados experimentais foram obtidos por meio de experimentos em um túnel de vento com um modelo com velocidade específica similar ao da turbina original. Esse conjunto de dados passou por um aumento de escala após sua aquisição. Os resultados indicaram que o regime de eficiência máxima em ambos os casos foi quase o mesmo. No entanto, o escoamento das linhas de corrente foi mais turbulento devido a ocorrência de perdas. Os desvios entre os conjuntos de dados foram atrelados aos erros instrumentais e humanos, no experimento, e aos erros de discretização do domínio e a solução das equações diferenciais, na simulação.

O trabalho de Choi *et al.* (2013) implementou a ferramenta CFD visando a otimização de projetos de turbina. Efetuou-se a simulação do escoamento de uma turbina Francis com medidas já especificadas no software *Ansys CFX*, os dados obtidos foram analisados e a partir disso realizou-se uma série de modificações no projeto. Os resultados da simulação se mantiveram bem próximos dos dados experimentais, de modo que o maior desvio foi de 1,5%. Além disso, foi observado que as modificações seriam capazes de fornecer um aumento de aproximadamente 9,93% na eficiência máxima da turbina.

A pesquisa realizada por Teran, Larrahondo e Rodríguez (2016) consistiu na utilização de uma análise CFD para obtenção de uma geometria alternativa para uma turbina Francis de 500 kW mais eficiente. A primeira parte do trabalho foi voltada para a caixa espiral, as palhetas fixas, as palhetas guias e algumas regiões do rotor. Já a segunda para o aperfeiçoamento do perfil da pá do rotor, onde foram utilizados experimentos fatoriais, redes neurais artificiais e otimização baseada em algoritmos genéticos, devido à complexidade da geometria. Os resultados indicaram um aumento

de 14,77% na eficiência da turbina em potência máxima, além de um possível aumento na produção de energia de 16,4%, caso a vazão adequada seja fornecida. Ademais, a cavitação e as forças axiais foram minimizadas. Uma análise mecânica indicou que a nova geometria possui bons fatores de segurança no que tange a resistência mecânica e o risco de ressonância.

O estudo realizado por Kocak *et al.* (2017) tratou do dimensionamento do rotor de uma turbina Francis por meio do método de Bovet, seguido por uma simulação utilizando os softwares *Ansys BladeGen* e *Ansys CFX*. Observou-se que a eficiência da turbina na simulação desviou em apenas 1% da calculada pelo método de Bovet, atestando a confiabilidade do método para o design preliminar de rotores e apontando para possíveis melhorias no projeto.

O trabalho de Morabito, Oliveira e Silva e Hendrick (2019) descreveu a turbina-bomba reversível Deriaz e as etapas preliminares de seu design. O desenho 3D da turbina foi realizado no software *CATIA V5*, e a simulação numérica no *FINE™/Turbo*. Os dados experimentais foram adquiridos por meio de experimentos em um modelo em escala reduzida da turbina. Observou-se que os resultados fornecidos pelo design, experimento e simulação estavam bastante próximos, no que tange as curvas características e a performance da turbina.

O estudo realizado por Handal *et al.* (2020) trata do dimensionamento de uma turbina Francis utilizando dois métodos em conjunto, seguido pela análise da performance do dispositivo projetado por meio de uma ferramenta CFD. O trabalho teve como referência o projeto de uma turbina hidráulica que seria instalada em El Salvador. O método de Bovet foi responsável pelo desenho do perfil meridiano do canal do rotor, enquanto o método de Bowersfeld – Vosnesensky definiu a geometria das pás do rotor. A caixa espiral, o distribuidor e um tubo de sucção foram calculados com base no diâmetro nominal do rotor. O software de simulação calculou vários parâmetros da turbina enquanto variava o ângulo das pás do distribuidor. Os valores de potência calculados foram aceitáveis, no entanto, a eficiência da turbina projetada foi inferior aos valores de referência, já que o dispositivo não foi otimizado. Ademais, posteriores melhorias no escoamento devem aumentar a eficiência do dispositivo.

Na pesquisa realizada por Janjua *et al.* (2020) cinco perfis de pá de uma turbina Kaplan foram projetados para as mesmas condições de operação, de forma a estudar mais profundamente os perfis semelhantes. O desenho das pás foi realizado no software *Creo*, e as análises estáticas e de escoamento de fluido no *Ansys*. A

validação dos resultados foi realizada por meio da comparação com os dados de operação disponíveis. Concluiu-se que a análise numérica se manteve bem próxima dos dados experimentais, onde o erro da Média Quadrática - RMS (*Root Mean Square* na língua inglesa) e o erro absoluto médio foram de 4,7% e 4%, respectivamente. A análise em questão foi utilizada no projeto de uma central hidrelétrica, resultando em um aumento de 5,43% na potência.

O trabalho realizado por Rousseau, Soulaïmani e Sabourin (2021) simulou o escoamento transiente de uma turbina Francis e avaliou o aumento na eficiência causado pela reabilitação das pás estáticas. Utilizou-se o software *Ansys CFX* para computar o escoamento turbulento. Os dados experimentais de duas turbinas que tiveram as pás estáticas reabilitadas foram utilizados para validação do modelo. Os resultados numéricos se mantiveram próximos dos experimentais, contudo, o modelo é menos preciso que os experimentos no cálculo da eficiência.

O estudo realizado por Hidalgo *et al.* (2022) desenvolveu uma metodologia para simular numericamente o escoamento em regime permanente de uma turbina Francis. Utilizou-se o software *OpenFOAM* em conjunto com as abordagens do tipo Múltiplo Referencial - MRF (*Multiple Reference Frame* na língua inglesa), modelo que define um referencial rotativo para o rotor e estático para a caixa espiral, deste modo, mimetizando o movimento rotativo, e Interface de Malha Arbitrária - AMI (*Arbitrary Mesh Interface* na língua inglesa), método que permite a simulação ao longo de malhas adjacentes e desconectadas. Os dados experimentais foram retirados de uma das turbinas presentes na usina hidrelétrica *San Francisco* no Equador. Os resultados indicaram que a metodologia utilizada apresentou uma boa capacidade de reproduzir o escoamento de fluido em uma turbina Francis, onde o menor erro relativo, obtido pelo modelo  $k-\varepsilon$ , foi de 5,02% em termos de potência.

A pesquisa realizada por Iovanel (2022) modelou dois pontos de operação do protótipo de turbina Kaplan Porjus U9, instalado na central hidrelétrica de Porjus, no norte da Suécia. A de simulação numérica foi realizada no software *Ansys CFX*. Os pontos de operação modelados foram o de melhor eficiência e de carga parcial. Validou-se o modelo mediante a comparação dos resultados da análise numérica com dados experimentais. O modelo foi capaz de prever o torque e a pressão médios em ambas as condições de operação com razoável precisão. Além disso, foi capaz de reproduzir o vórtice que é formado no tubo de sucção na condição de carga parcial,

entretanto, subestimou a amplitude das componentes rotativa e de mergulho do vórtice.

Portanto, com base nos trabalhos acima citados, observa-se a implementação de métodos CFD no projeto, desenvolvimento, otimização e análise de performance de turbinas hidráulicas e de seus componentes, especialmente o rotor.

## 5. METODOLOGIA

Nesta seção serão apresentados o método de dimensionamento do rotor, os resultados do processo de dimensionamento e informações referentes ao software de simulação e aos recursos computacionais utilizados, além dos parâmetros de simulação definidos.

Os parâmetros de entrada, os procedimentos de cálculo e as equações apresentadas nesta seção foram retiradas de Moraes (2022), pois, como dito anteriormente, o presente trabalho da continuidade à pesquisa realizada pelo autor, porém com ênfase na análise da performance do rotor dimensionado.

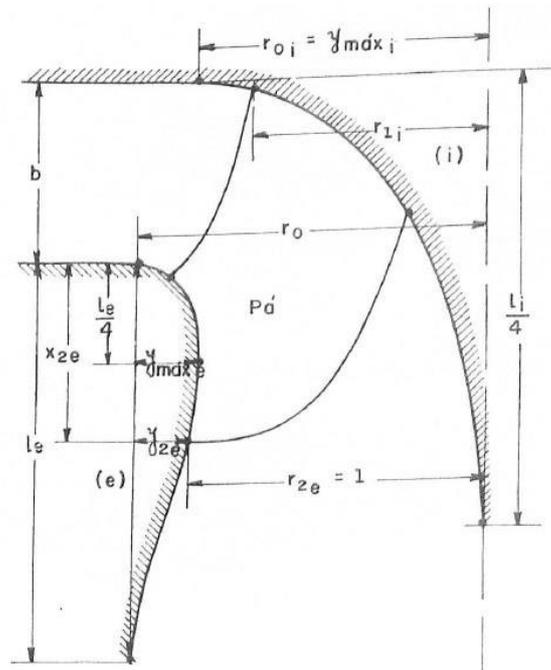
É importante ressaltar que a espessura das pás do rotor e, conseqüentemente, os parâmetros associados são diferentes do trabalho anterior, conforme pode-se verificar na Tabela 6. Alterou-se também a implementação do modelo no software de simulação, com o acionamento das curvas de controle e a mudança na direção do ângulo das pás do rotor, que passou a ser do bordo de saída para o bordo de entrada, o inverso do trabalho anterior, sendo ambas as alterações aplicadas no *BladeGen*, mais detalhes sobre o software na subseção 5.4.

### 5.1. Cálculo das dimensões do canal e da pá do rotor

O método de Bovet foi desenvolvido pelo engenheiro suíço Theodore Bovet em 1963, e se baseia na obtenção de um conjunto de parâmetros utilizados na determinação das dimensões do perfil meridiano da pá e do canal do rotor (espaço entre duas pás) de uma turbina Francis. Os procedimentos e equações utilizados nessa abordagem foram retirados de Macyntire (1983) e Kocak *et al.* (2017).

A Figura 23 mostra as dimensões do perfil meridiano do canal e da pá de uma turbina Francis de acordo com Bovet.

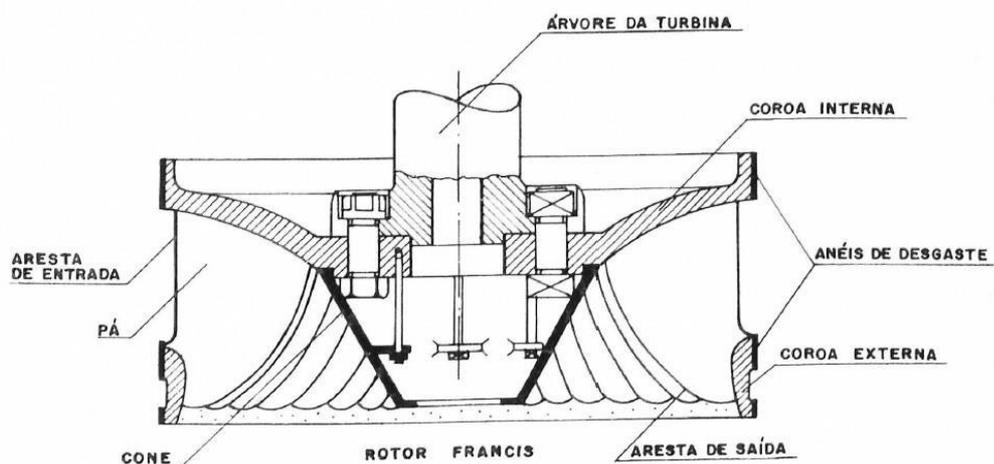
Figura 23 - Perfil meridiano do canal de um rotor de turbina Francis.



Fonte: Macyntire (1983).

A Figura 24 mostra o esquema do rotor de uma turbina Francis, tornando melhor a compressão de onde são localizadas, por exemplo, as pás no dispositivo.

Figura 24 - Esquema de um rotor de turbina Francis.



Fonte: Macyntire (1983).

A velocidade específica ( $n_s$  em  $rpm$ ) é um parâmetro característico da turbina que associa três grandezas básicas do projeto da turbina, a altura de queda ( $H$  em  $m$ ), a potência útil ( $N$  em  $CV$ ), e a velocidade de rotação do rotor ( $n$  em  $rpm$ ), sendo obtido por meio da Equação 20.

$$n_s = n \frac{\sqrt{N}}{\sqrt[4]{H^5}} \quad (20)$$

O coeficiente de velocidade ( $n_0$ ) pode ser calculado pela Equação 21.

$$n_0 = 1,83 \times 10^{-3} n_s \quad (21)$$

A altura do bordo de entrada ( $b$  em  $m$ ) pode ser obtida pela Equação 22.

$$b = 0,8(2 - n_0)n_0 \quad (22)$$

O raio do ponto onde começa a curvatura da linha meridiana interna ( $r_{0i}$  em  $m$ ), a curva à direita na Figura 23, que representa o contato da pá com a coroa interna (Figura 24), pode ser obtido pela Equação 23.

$$r_{0i} = 0,7 + \frac{0,16}{n_0 + 0,08} \quad (23)$$

A altura do filete meridiano interno ( $l_i$  em  $m$ ) pode ser calculada pela Equação 24.

$$l_i = 3,2 + 3,2(2 - n_0)n_0 \quad (24)$$

A altura do filete meridiano externo ( $l_e$  em  $m$ ) pode ser obtida pela Equação 25.

$$l_e = 2,4 - 1,9(2 - n_0)n_0 \quad (25)$$

A relação utilizada para calcular o raio do ponto onde começa a curvatura da linha meridiana externa ( $r_{0e}$  em  $m$ ), a curva à esquerda na Figura 23, a qual representa o contato da pá com a coroa externa (Figura 24), depende do coeficiente de velocidade.

Para  $n_0 < 0,275$  utiliza-se a Equação 26.

$$r_{0e} = \frac{0,493}{n_0^3} \quad (26)$$

Para  $n_0 > 0,275$  utiliza-se a Equação 27.

$$r_{0e} = 1,255 - 0,3n_0 \quad (27)$$

As curvas meridianas ( $y$  em  $m$ ) podem ser calculadas por meio da Equação 28.

$$y = 3,08 y_{m\acute{a}x} \left(1 - \frac{x}{l}\right) \sqrt{\frac{x}{l} \left(1 - \frac{x}{l}\right)} \quad (28)$$

Onde:

$y_{m\acute{a}x}$  – Ponto máximo da linha meridiana ( $m$ );

$x$  – Abcissa da linha meridiana ( $m$ );

$l$  – Altura do filete meridiano ( $m$ );

A Equação 29 representa o valor da abscissa do ponto da linha meridiana externa ( $x_{2e}$  em  $m$ ) definida por Bovet.

$$x_{2e} = 0,5 \quad (29)$$

A ordenada  $y_{2e}$ , em  $m$ , do ponto da linha meridiana externa pode ser obtida pela Equação 30.

$$y_{2e} = r_{0e} - 1 \quad (30)$$

O ponto máximo da linha meridiana interna ( $y_{máx,i}$  em  $m$ ) pode ser calculado utilizando a Equação 31.

$$y_{máx,i} = r_{0i} \quad (31)$$

As Equações 32, 33 e 34 representam os valores do raio da seção de saída ( $r_{2e}$  em  $m$ ), do coeficiente de descarga ( $\delta$ ) e do coeficiente de pressão ( $\varphi$ ) definidos por Bovet, respectivamente.

$$r_{2e} = 1 \quad (32)$$

$$\delta = 0,27 \quad (33)$$

$$\varphi = 1,72 \quad (34)$$

O raio relativo ( $r_{1i}$  em  $m$ ) pode ser calculado utilizando a Equação 35.

$$r_{1i} = \frac{0,493}{n_0^{\frac{2}{3}}} \quad (35)$$

A velocidade angular ( $\omega$  em  $rad/s$ ) pode ser calculada utilizando a Equação 36.

$$\omega = \frac{\pi n}{30} \quad (36)$$

O raio máximo de saída ( $R_{2e}$  em  $m$ ) pode ser obtido pela Equação 37.

$$R_{2e} = \left( \frac{Q}{\pi \omega \delta} \right)^{\frac{1}{3}} \quad (37)$$

Onde:

$Q$  – Vazão ( $m^3/s$ );

Anteriormente adotou-se a hipótese de que  $r_{2e}$  era igual a 1, então para desenhar o perfil meridiano real da pá deve-se multiplicar os parâmetros pelo valor de  $R_{2e}$ .

A altura do bordo de entrada real ( $B_{real}$  em  $m$ ) pode ser obtida pela Equação 38.

$$B_{real} = b R_{2e} \quad (38)$$

O raio do ponto onde começa a curvatura da linha meridiana interna real ( $R_{0ireal}$  em  $m$ ) pode ser calculado por meio da Equação 39.

$$R_{0ireal} = r_{0i} R_{2e} \quad (39)$$

O raio de entrada superior ( $R_{1i}$  em  $m$ ) pode ser obtido por meio da Equação 40.

$$R_{1i} = r_{1i} R_{2e} \quad (40)$$

A altura do filete meridiano interno ( $l_{ireal}$  em  $m$ ) pode ser calculada pela Equação 41.

$$l_{ireal} = l_i R_{2e} \quad (41)$$

A altura do filete meridiano externo real ( $l_{ereal}$  em  $m$ ) pode ser obtida por meio da Equação 42.

$$l_{ereal} = l_e R_{2e} \quad (42)$$

O raio do ponto onde começa a curvatura da linha meridiana externa real ( $R_{oereal}$  em  $m$ ) pode ser calculado utilizando a Equação 43.

$$R_{oereal} = r_{0e} R_{2e} \quad (43)$$

A abscissa ( $x_{2ereal}$  em  $m$ ) do ponto da linha meridiana externa pode ser calculada pela Equação 44.

$$x_{2ereal} = x_{2e} R_{2e} \quad (44)$$

A ordenada ( $Y_{2ereal}$  em  $m$ ) do ponto da linha meridiana externa pode ser obtida por meio da Equação 45.

$$Y_{2ereal} = y_{2e} R_{2e} \quad (45)$$

O ponto real máximo da linha meridiana interna ( $y_{máx,i,real}$  em  $m$ ) pode ser calculado utilizando a Equação 46.

$$y_{máx,i,real} = r_{0i} R_{2e} \quad (46)$$

Para calcular o ponto máximo da linha meridiana externa ( $y_{máx,e}$  em  $m$ ), foi necessário reorganizar a Equação 28 e aplicar os valores de  $x_{2e}$ ,  $y_{2e}$  e  $l_e$ , resultando na Equação 48.

$$y_{máx,e} = \frac{3,08}{y_{2e} \left(1 - \frac{x_{2e}}{l_e}\right) \sqrt{\left(\frac{x_{2e}}{l_e} \left(1 - \frac{x_{2e}}{l_e}\right)\right)}} \quad (47)$$

O ponto máximo da linha meridiana externa ( $y_{máx,e,real}$  em  $m$ ) pode ser calculado utilizando a Equação 48.

$$y_{máx,e,real} = y_{máx,e} R_{2e} \quad (48)$$

## 5.2. Cálculo do ângulo da pá do rotor

O passo da pá do rotor ( $t$  em  $m$ ) pode ser obtido por meio da Equação 49.

$$t = \frac{\pi d}{Z} \quad (49)$$

Onde:

$d$  – Diâmetro da circunferência da entrada da pá ( $m$ );

$Z$  – Número de pás;

Na região de entrada do rotor, devido a espessura das pás, nem toda a área é utilizada para o escoamento. O coeficiente de contração ( $\nu$ ) relaciona a área livre para o escoamento e a área de toda a seção caso as pás não tivessem espessura, variando entre 0,88 e 0,92, das turbinas menores para as maiores (MACYNTIRE, 1983).

O ângulo da pá do rotor ( $\beta$  em  $^\circ$ ) pode ser calculado pela Equação 50.

$$\beta = \sin^{-1} \frac{S}{t(1-\nu)} \quad (50)$$

Onde:

$S$  – Espessura da pá ( $m$ );

### 5.3. Dimensionamento do rotor

Os parâmetros de entrada necessários para o dimensionamento do rotor mediante a implementação do método de Bovet são: vazão, altura de queda, velocidade de rotação, potência e o número de pás.

A Tabela 2 exhibe o conjunto de dados referente a turbina Francis instalada na Usina Luiz Carlos Barreto de Carvalho (Estreito) que foram retirados de Macyntire (1983).

Tabela 2 - Dados da turbina Francis instalada na Usina de Estreito.

$Q$ ( $m^3/s$ )	$H$ ( $m$ )	$n$ ( $rpm$ )	$N$ ( $CV$ )	$Z$
339	63,3	112,5	260.000	16

Fonte: Macyntire (1983).

As Tabelas 3 a 5 exibem os parâmetros obtidos mediante a implementação do método de Bovet e das equações para o cálculo do ângulo das pás do rotor. Tal processo foi realizado com auxílio do software *MATLAB*.

Tabela 3 - Primeiro conjunto de parâmetros calculados.

$n_s$ ( $rpm$ )	$n_o$	$b$ ( $m$ )	$r_{0i}$ ( $m$ )	$l_i$ ( $m$ )	$l_e$ ( $m$ )	$r_{1i}$ ( $m$ )
321,281	0,588	0,664	0,940	5,857	0,823	0,703

Tabela 4 - Segundo conjunto de parâmetros calculados.

$y_{2e}$ (m)	$y_{max,i}$ (m)	$\omega$ (rad/s)	$R_{2e}$ (m)	$R_{1i}$ (m)	$R_{0ireal}$ (m)	$B_{real}$ (m)
0,079	0,940	11,781	3,247	2,281	3,051	2,157

Tabela 5 - Terceiro conjunto de parâmetros calculados.

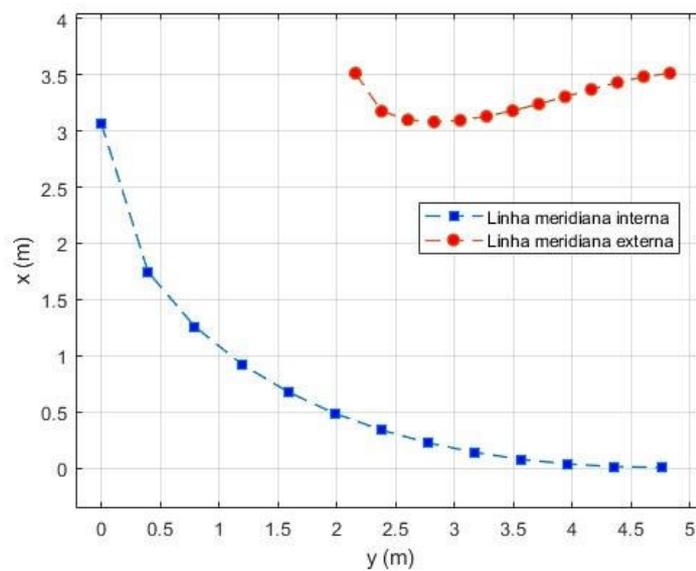
$l_{ireal}$ (m)	$l_{ereal}$ (m)	$R_{0ereal}$ (m)	$x_{2ereal}$ (m)	$Y_{2ereal}$ (m)	$y_{m\acute{a}x,i,real}$ (m)	$y_{m\acute{a}x,e}$ (m)
1,9017	2,671	3,502	1,624	0,255	3,051	0,1333

Tabela 6 - Quarto conjunto de parâmetros calculados.

$y_{m\acute{a}x,e,real}$ (m)	$d$ (m)	$t$ (m)	$S$ (m)	$v$	$\beta$ (°)
0,433	6,494	0,9199	0,040	0,92	23,087

A Figura 25 exibe o perfil meridiano do canal do rotor obtido mediante a utilização do método de Bovet.

Figura 25 - Perfil meridiano do canal do rotor da turbina estudada.



Ambas as curvas foram plotadas com apenas 13 pontos, já que a implementação do perfil meridiano no software de simulação foi manual. Além disso, realizou-se a soma das ordenadas dos pontos das curvas com 0,01 m, tal abordagem sendo adotada para contornar uma restrição do software de simulação.

Para desenhar os bordos de entrada e saída das pás do rotor no software de simulação, foram utilizados os pontos exibidos nas Tabelas 7 e 8.

Tabela 7 - Pontos do bordo de entrada da pá.

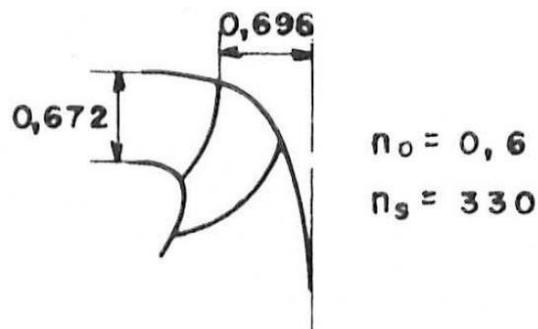
$x$ (m)	$y$ (m)
0,130	2,291
1,481	2,511
2,590	3,101

Tabela 8 - Pontos do bordo de saída da pá.

$x$ (m)	$y$ (m)
1,189	0,928
2,921	1,666
3,780	3,257

Os conjuntos de pontos que definem os bordos de entrada e saída da pás do rotor foram escolhidos por associação, com base nas proporções de um perfil meridiano (Figura 26) com velocidade específica próxima a do perfil calculado neste trabalho. Também foram utilizados dois pontos do perfil meridiano definidos por Bovet e calculados anteriormente: o  $R_{1i}$  e o  $R_{2e}$ .

Figura 26 - Perfil meridiano desenhado por Bovet.



Fonte: Macyntire (1983).

#### 5.4. Recursos computacionais e software utilizado

A simulação foi realizada em um computador com um sistema operacional de 64 bits, um processador Ryzen 7 3700X, 16 GB de Memória de Acesso Aleatório - RAM (*Random Access Memory* na língua inglesa) com frequência de 3000 MHz e uma placa de vídeo GTX 1650.

Para a simulação utilizou-se o *Turbomachinery Fluid Flow*, um módulo que reúne e integra um conjunto de outros módulos utilizados na análise numérica do escoamento de fluido e da performance de turbomáquinas. O conjunto de módulos é composto por: *BladeGen*, *Turbo Mesh*, *CFX-Pre*, *CFX-Solver*, *CFX-Post*.

Utilizou-se o *BladeGen* para desenhar o rotor a partir do perfil meridiano fornecido pelo método de Bovet, do número de pás, da espessura das pás e do tipo de turbomáquina definido, que no caso foi uma turbina radial.

O *Turbo Mesh* gerou uma malha computacional híbrida, aplicando malhas estruturadas ou não estruturadas em diferentes regiões do desenho do rotor fornecido pelo *BladeGen* (ANSYS, 2022). O número de elementos especificado para a geração automática da malha foi 300.000.

O *CFX-Pre* definiu o tipo de turbomáquina, o fluido de trabalho, as condições de contorno, a velocidade de rotação do dispositivo, o regime de escoamento (permanente ou transiente), o modelo de turbulência e o número de iterações a serem realizadas pelo software.

O tipo de turbomáquina selecionada foi a turbina radial, utilizou-se uma condição de contorno de vazão mássica na entrada e de pressão na saída do rotor, o regime de escoamento foi o permanente, o modelo de turbulência foi o  $k-\epsilon$ , o número de iterações foi igual a 1500 e o erro RMS foi igual a  $1 \times 10^{-6}$ .

Implementou-se o modelo  $k-\epsilon$  por ser bastante utilizado em trabalhos voltados para a análise de escoamento e performance de turbinas hidráulicas como o de Wu *et al.* (2007), Kocak *et al.* (2017), Morabito, Oliveira e Silva e Hendrick (2019) e Hidalgo *et al.* (2022).

O *CFX-Solver* realizou a simulação a partir dos parâmetros definidos no *CFX-Pre*. Antes da solução do modelo foi selecionado o tipo de processamento, que foi o serial, e as condições iniciais.

O *CFX-Post* gerou uma série de relatórios que compilavam dados referentes ao desempenho da turbina como: a potência gerada, a eficiência total da turbina, a altura de queda e as distribuições de pressão e velocidade ao longo das pás, sendo responsável também pela construção das curvas de operação.

### **5.5. Plotagem das curvas de operação**

A plotagem das curvas de eficiência e potência consistiu na implementação de três valores de vazão:  $170 \text{ m}^3/\text{s}$ ,  $254,5 \text{ m}^3/\text{s}$  e  $339 \text{ m}^3/\text{s}$ , na simulação do *Ansys*, seguida pela inserção dos resultados no *MATLAB* para a geração dos respectivos gráficos. Os valores consistiram na vazão mínima que gerava uma resposta na simulação, na vazão máxima de projeto e na vazão média entre as duas.

## **6. RESULTADOS E DISCUSSÃO**

Nesta seção serão apresentados os resultados fornecidos pelo software referentes ao escoamento de fluido: linhas de corrente e distribuição de pressão, e à performance do rotor: altura de queda, potência, eficiência e torque, assim como a comparação com dados retirados de Macyntire (1983) e a análise e discussão acerca dos conjuntos de dados obtidos.

A análise do escoamento do rotor foi previamente realizada por Moraes (2022), com os dados apresentados nesta seção sendo obtidos a partir de mudanças tanto na implementação do modelo no software de simulação quanto na espessura e no ângulo das pás. Contudo, no presente trabalho não foi realizada a análise do escoamento com o rotor estacionário, já que os parâmetros de performance só podem ser obtidos a partir do rotor em rotação.

### **6.1. Linhas de corrente no rotor em rotação**

As Figuras 27, 28 e 29 exibem as vistas superior, lateral e inferior das linhas de corrente ao longo do rotor em rotação, respectivamente.

Figura 27 - Vista superior do rotor em rotação e as linhas de corrente.

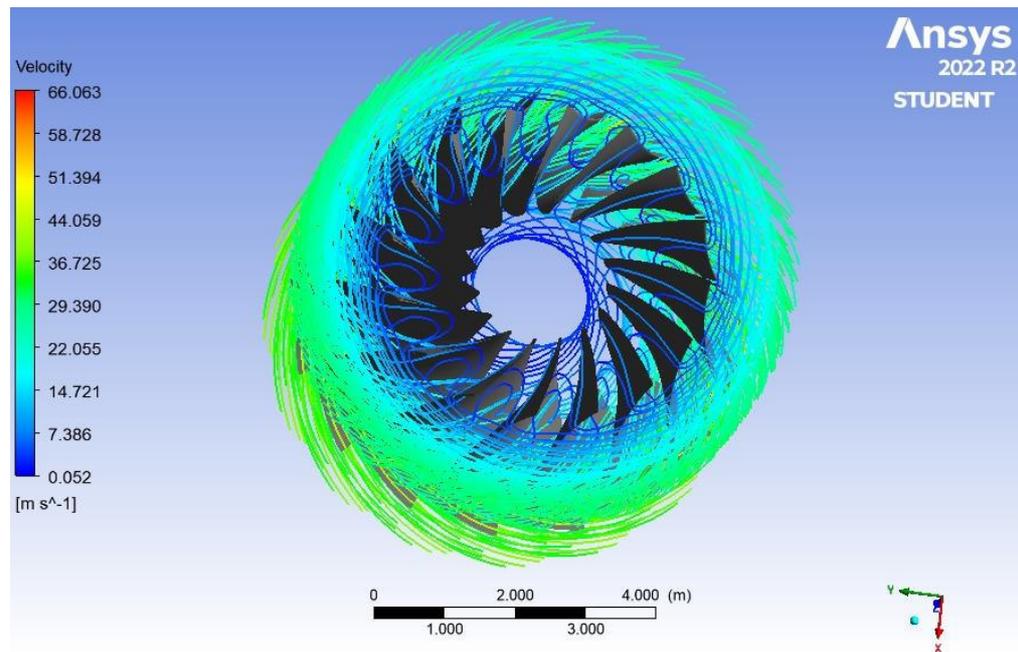


Figura 28 - Vista lateral do rotor em rotação e as linhas de corrente.

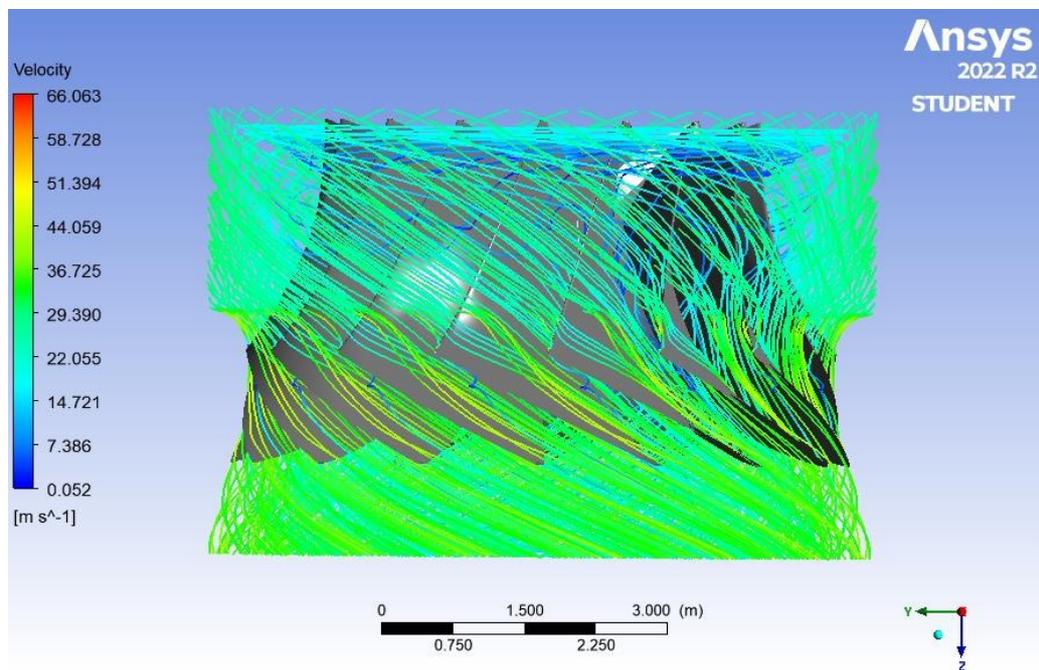
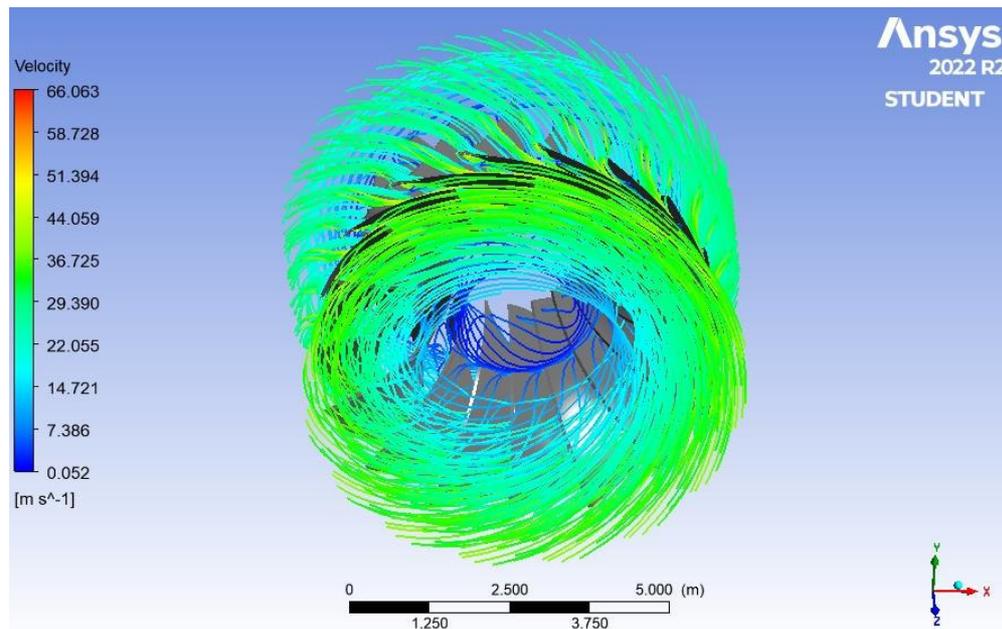


Figura 29 - Vista inferior do rotor em rotação e as linhas de corrente.



O fluido escoou entre as pás do rotor, seguindo uma trajetória predominantemente radial. Algumas linhas de corrente se chocaram com as pás e foram projetadas na direção de rotação do rotor. Observou-se separação de escoamento na região de entrada das pás, o que pode reduzir a eficiência do rotor. O fenômeno em questão também estimulou a formação de vórtices entre os canais do rotor. Além disso, a velocidade de escoamento do fluido aumentou gradativamente ao longo da pá, sendo maior no bordo de saída do que no de entrada, estando de acordo com o comportamento esperado.

Em comparação ao trabalho de Moraes (2022) não houve nenhum pico ou queda na velocidade das linhas de corrente na extremidade inferior ou no centro das pás. Nos dois trabalhos a velocidade de escoamento, de modo geral, aumentou ao longo da pá, dessa forma, ambos coincidiram com o que é apresentado na literatura.

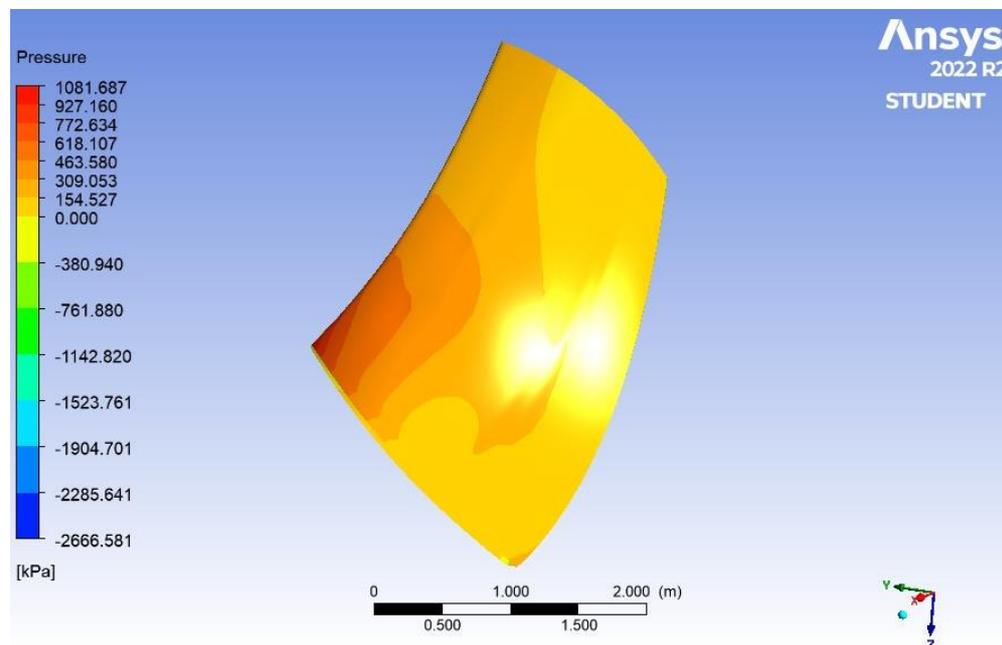
## 6.2. Distribuição de pressão nas pás do rotor em rotação

Assim como as linhas de corrente, a distribuição de pressão no rotor depende de características geométricas e de parâmetros do escoamento de fluido. Espera-se que a pressão diminua ao longo da pá, sendo maior no bordo de entrada do que no

de saída (CHOI *et al.*, 2013; KOCAK *et al.*, 2017; HIDALGO *et al.*, 2022, tradução nossa).

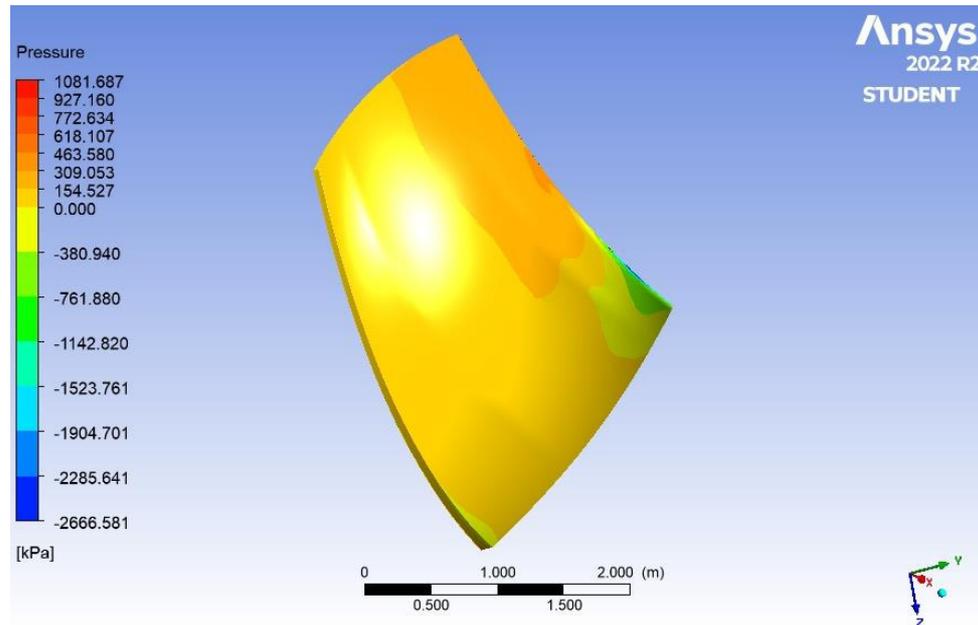
A Figura 30 exibe a distribuição de pressão no lado de pressão da pá do rotor. No bordo de entrada, região à esquerda desse lado da pá, ocorreu estagnação, consequência do contato entre o fluido e a superfície da pá, o que reduziu a velocidade de escoamento e aumentou a pressão no local (CHOI *et al.*, 2013, tradução nossa). Também foi possível observar um pico de pressão localizado na parte inferior do bordo de entrada.

Figura 30 - Lado de pressão da pá do rotor.



A Figura 31 exibe a distribuição de pressão no lado de sucção da pá do rotor. No bordo de entrada, região à direita desse lado da pá, ocorreu uma queda de pressão, tal fenômeno costuma causar danos devido à cavitação nesse local, sendo comum na maioria das turbinas Francis (WU *et al.*, 2007, tradução nossa).

Figura 31 - Lado de sucção da pá do rotor.



Como dito anteriormente, observou-se a presença de um pico e de uma queda de pressão nos lados de pressão e sucção das pás, respectivamente. Tal comportamento significa que houve efeito de impacto do bordo de entrada, causando perda por impacto no rotor (CHOI *et al.*, 2013, tradução nossa).

A pressão diminuiu gradativamente, sendo, de modo geral, maior no bordo de entrada do que no de saída em ambos os lados da pá, estando de acordo com o esperado. Tal comportamento refletiu na velocidade de escoamento, que aumentou de maneira suave, como mencionado anteriormente. Ademais, a pressão no lado de pressão da pá foi maior do que no lado de sucção, com esse diferencial de pressão sendo responsável pela formação do torque no rotor (CHOI *et al.*, 2013, tradução nossa).

Em comparação ao trabalho de Moraes (2022) não foi possível observar nenhum pico ou queda de pressão na extremidade inferior ou no centro das pás. Nos dois trabalhos a pressão, de modo geral, diminuiu ao longo da pá, dessa forma, ambos coincidiram com o que é apresentado na literatura.

A mudança da direção do ângulo das pás do rotor e o acionamento das curvas de controle no *BladeGen* alinharam o escoamento do fluido com a rotação da pá, o que resultou em uma melhoria na trajetória do escoamento de fluido, dessa forma, evitando a estagnação na extremidade inferior da pá que causava o pico de pressão

a queda de velocidade no local. O ajuste na trajetória também impediu a queda de pressão e o consequente pico de velocidade no centro da pá.

### 6.3. Comparação entre os dados da literatura e os parâmetros de performance calculados

Como já mencionado na seção 4.4, dados fornecidos pela literatura evidenciam a aplicabilidade e confiabilidade dos softwares de simulação nos processos de otimização e dimensionamento de turbinas hidráulicas, com trabalhos como o de Choi *et al.* (2013), Janjua *et al.* (2020) e Hidalgo *et al.* (2022) apresentando erros muito próximos ou até inferiores a 5% com relação aos respectivos dados experimentais.

A Tabela 9 exibe os valores dos parâmetros fornecidos por Macyntire (1983), os calculados pela simulação e o erro relativo entre ambos. Observa-se que os parâmetros calculados se aproximaram dos dados da literatura, porém, para reduzir o erro relativo é necessário aumentar a complexidade do modelo, alterando o perfil de pá utilizado e/ou implementando uma espessura de pá variável.

Tabela 9 - Erro relativo entre os dados da literatura e os calculados.

Parâmetro	Valor da literatura (Macyntire)	Valor calculado	Erro relativo (%)
Altura de queda ( <i>m</i> )	63,3	64,65	2,13
Potência ( <i>cv</i> )	260.000	231.573,47	10,93
Eficiência (%)	90,0	79,49	11,68
Torque ( <i>Nm</i> )	16.232.000	14.457.000	10,93

Fonte: Adaptado de Macyntire (1983).

A altura de queda obtida pela simulação foi maior que o valor da literatura devido às instabilidades numéricas associadas ao modelo de turbulência e à malha computacional, que durante o processo de cálculo superestimaram a diferença entre as alturas de queda na entrada e na saída do rotor.

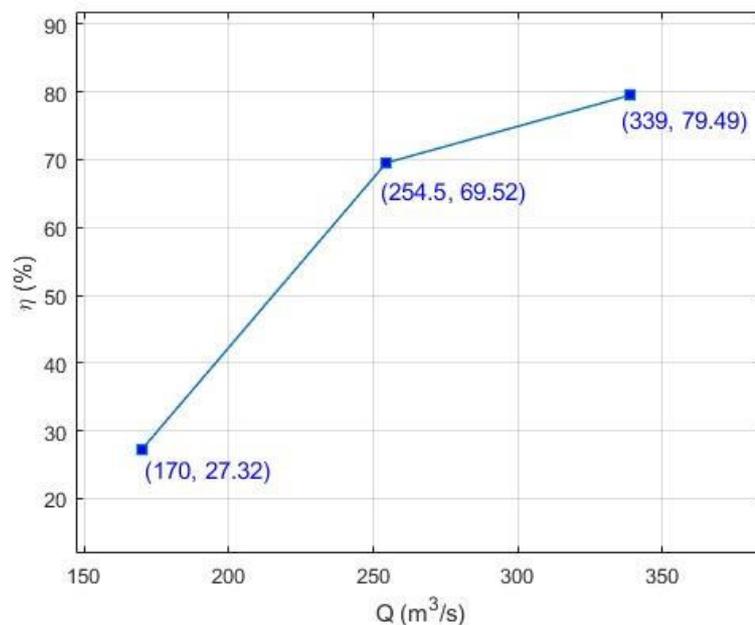
A eficiência obtida pela simulação foi reduzida devido à perda por impacto, assim como a presença de separação de escoamento e de vórtices entre as pás, sendo necessário alterar o ângulo do bordo de entrada e a geometria e/ou o ângulo das pás do rotor para minimizar ou evitar os respectivos fenômenos (CHOI *et al.*, 2013, tradução nossa).

A potência possui um erro elevado porque é diretamente proporcional à eficiência, à altura de queda e à vazão, com os erros relativos dos parâmetros se propagando e aumentando o erro relativo da potência.

O torque apresentou o mesmo erro relativo da potência porque além de ser diretamente proporcional à potência, as velocidades angulares de referência e da simulação foram iguais.

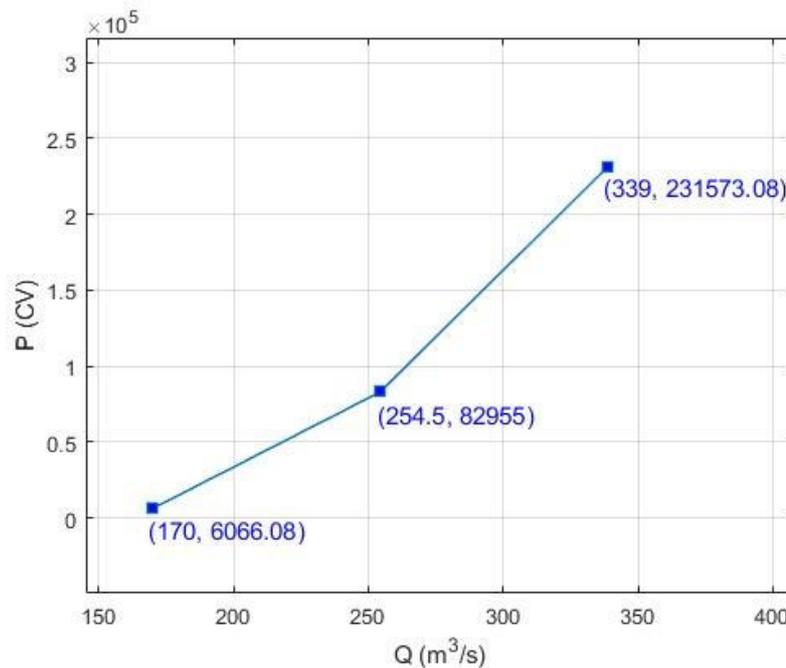
A Figura 32 exibe a curva de eficiência em função da vazão, onde foi possível visualizar uma tendência de crescimento na eficiência do dispositivo com o aumento da vazão, havendo uma mudança negativa na inclinação da reta a partir de um determinado ponto, indicando uma redução na tendência de crescimento. O comportamento da curva de eficiência não condiz com a literatura, pois deveria apresentar uma tendência de crescimento, estabilizar em um valor ótimo e depois apresentar uma tendência de decrescimento até o valor final (HENN, 2006).

Figura 32 - Curva de eficiência x vazão.



A Figura 33 exibe a curva de potência em função da vazão, onde foi possível visualizar uma tendência de crescimento na potência do dispositivo com o aumento da vazão, havendo uma mudança positiva na inclinação da reta, a partir de um determinado ponto, o que indica uma tendência de crescimento ainda maior, comportamento que condiz com a literatura (HENN, 2006).

Figura 33 - Curva de potência x vazão.



Tais inconsistências estão associadas às instabilidades numéricas advindas da malha computacional e aos fenômenos de separação de escoamento, impacto e vórtices presentes no rotor simulado, sendo todos fatores que influenciam na variação dos parâmetros de performance exibidos pelas curvas.

A análise quantitativa dos resultados fornecidos pela simulação evidenciou uma proximidade com os dados da literatura, de modo que todos os parâmetros de performance apresentaram erros relativos inferiores à 12%. Já a análise qualitativa atestou que os comportamentos das linhas de corrente, distribuição de pressão e da curva de potência condizem com o que é apresentado na literatura, enquanto a curva de eficiência não.

Sendo assim, por meio da análise desenvolvida foi possível demonstrar a importância da utilização do CFD no dimensionamento e na otimização do projeto do rotor de uma turbina hidráulica, fornecendo dados sobre o comportamento do

escoamento de fluido, a performance pretendida e fenômenos que podem prejudicar o correto funcionamento do dispositivo.

## 7. CONCLUSÃO

O presente trabalho tratou do dimensionamento e simulação do rotor de uma turbina Francis, tendo como objetivo de apresentar o CFD como uma ferramenta auxiliar ao processo de dimensionamento de turbina hidráulicas. Foram realizadas análises do escoamento de fluido e da performance do rotor simulado.

Algumas linhas de corrente se chocaram com as pás e foram projetadas na direção de rotação do rotor.

A velocidade das linhas de corrente no rotor seguiu, de modo geral, o comportamento esperado, sendo maior no bordo de saída do que no de entrada.

A distribuição de pressão em ambos os lados da pá do rotor seguiu, de modo geral, o comportamento esperado, sendo maior no bordo de entrada do que no de saída.

Ao contrário do trabalho anterior, não ocorreram picos e nem quedas de pressão ou velocidade no centro ou na extremidade inferior das pás. Contudo, em ambos os trabalhos as pressões diminuíram enquanto as velocidades aumentaram ao longo da pá, comportamentos condizentes com a literatura.

A queda de pressão no lado de sucção da pá pode causar dano por cavitação localizado, um problema encontrado na maioria das turbinas Francis.

As alterações na implementação do software melhoraram a trajetória de escoamento do fluido e evitaram a formação das quedas e picos de pressão e velocidade na extremidade inferior e no centro da pá que ocorreram no trabalho anterior.

A altura de queda obtida foi 2,13% mais alta que o valor da literatura devido às instabilidades numéricas associadas ao modelo de turbulência e à malha computacional.

As perdas causadas pelo efeito de impacto, a separação de escoamento e a formação de vórtices entres as pás do rotor ocasionaram uma redução na eficiência do dispositivo.

A potência apresentou um erro relativo elevado devido a propagação de erros dos parâmetros utilizados para calculá-la.

A curva de eficiência apresentou uma tendência de crescimento, havendo uma redução na tendência a partir de um determinado ponto, não estando de acordo com a literatura.

A curva de potência apresentou uma tendência de crescimento, havendo um aumento na tendência a partir de um determinado ponto, estando de acordo com a literatura.

Os erros relativos entre os parâmetros de performance calculados e os dados da literatura foram inferiores à 12%, constatando a proximidade entre ambos.

Uma proposta para trabalhos futuros, seria calcular o fator de Thoma um parâmetro que mensura a cavitação em uma turbina hidráulica, utilizando CFD, de modo a correlacioná-lo à eficiência do dispositivo, buscando mensurar o impacto desse fenômeno indesejado na performance do rotor.

Outra proposta, seria utilizar métodos de otimização baseados em algoritmos genéticos para encontrar o perfil ótimo de pá para uma turbina hidráulica, avaliando as melhorias com relação ao projeto original.

## REFERÊNCIAS

Agência Nacional de Energia Elétrica. **Sistema de Informações de Geração da ANEEL (SIGA)**. [S.l.], 28 set. 2022. Disponível em: <https://app.powerbi.com/view?r=eyJrIjoiNjc4OGYyYjQtYWM2ZC00YjllLWJlYmEtYzd kNTQ1MTc1NjM2liwidCI6IjQwZDZmOWI4LWVjYTctNDZhMi05MmQ0LWVhNGU5Yz AxNzBIMSIsImMiOjR9>. Acesso em: 28 set. 2022.

ANDERSSON, B. *et al.* **Computational Fluid Dynamics for Engineers**. New York: Cambridge University Press, 2012.

ANSYS. **Ansys TurboGrid User's Guide**. Canonsburg: ANSYS, Inc, 2022.

BELLIS, M. The History of Water Wheel. **ThoughtCo**. [S.l.], 24 nov. 2019. Disponível em: <https://www.thoughtco.com/history-of-waterwheel-4077881>. Acesso em: 5 set. 2022.

BRAN, R.; SOUZA, Z. **Máquinas de Fluxo: turbinas - bombas - ventiladores**. 1ª edição. Rio de Janeiro: Ao Livro Técnico S. A., 1969.

British Petroleum Company. **Statistical Review of World Energy**. London: British Petroleum Company, 2022.

CHOI, H. J. *et al.* CFD validation of performance improvement of a 500 kW Francis turbine. **Renewable Energy**. [S.l.], v. 54, p. 111-123, 2013.

CRAWFORD, M. Lester Allan Pelton. **American Society of Engineering**. [S.l.], 12 jun. 2012. Disponível em: <https://www.asme.org/topics-resources/content/lester-allan-pelton>. Acesso em: 17 dez. 2021.

DIXON, S. L.; HALL, C. A. **Fluid Mechanics and Thermodynamics of Turbomachinery**. 6ª edição. Burlington: Elsevier Inc, 2010.

Empresa de Pesquisa Energética. **Balanco Energético Nacional 2022: Ano Base 2021**. Empresa de Pesquisa Energética: Rio de Janeiro, 2022.

HANDAL, I. *et al.* Traditional methods for the design of radial-axial hydraulic turbines with verification in CFD simulation. **IOP Conference Series: Materials Science and Engineering**, [S.l.], v. 779, p. 012002, 2020.

HENN, E. A. L. **Máquinas de Fluido**. 2ª edição. Porto Alegre: Editora da Universidade Federal de Santa Maria, 2006.

HIDALGO, V. *et al.* Rotatory 3d structured mesh study using openFOAM to simulate the flow in francis turbine. **Materials Today: Proceedings**, [S.l.], v. 49, p. 142-148, 2022.

IOVANEL, R. G. *et al.* Numerical Simulation and Experimental Validation of a Kaplan Prototype Turbine Operating on a Cam Curve. **Energies**, [S./], v. 15, p. 1-24, 2022.

JANJUA, A. B. *et al.* Static and dynamic computational analysis of Kaplan turbine runner by varying blade profile. **Energy for Sustainable Development**, [S./], v. 58, p. 90-99, 2020.

KHARE, R., PRASAD, V., KUMAR, S. CFD Approach for flow characteristics of hydraulic Francis turbine. **International Journal of Engineering Science of Technology**, [S./], v. 8, n. 2, p. 3824-3831, 2010.

KOCAK, E. *et al.* A numerical case study: Bovet approach to design a Francis turbine runner. **Energy Procedia**, [S./], v. 111, p. 885-894, 2017.

KORPELA, S. A. **Principles of turbomachinery**. Hoboken: John Wiley & Sons, Inc, 2011.

MACYNTIRE, A. J. **Bombas e instalações de bombeamento**. 2ª edição. Rio de Janeiro: LTC, 1997.

MACYNTIRE, A. J. **Máquinas motrizes hidráulicas**. Rio de Janeiro: Guanabara Dois, 1983.

MALISKA, C. R. **Transferência de calor e mecânica dos fluidos computacional**. 2ª edição. Rio de Janeiro: LTC, 2014.

MORABITO, A.; OLIVEIRA E SILVA, G.; HENDRICK, P. Deriaz pump-turbine for pumped hydro energy storage and micro applications. **Journal of Energy Storage**, [S./], v. 24, p. 100788, 2019.

MORAES, M. F. B. **Dimensionamento e simulação de um rotor de uma turbina hidráulica do tipo Francis segundo o método de Bovet**. Orientador: ALMEIDA, D. S. 2022. 76 f. TCC (Graduação) – Bacharelado Interdisciplinar em Ciência e Tecnologia, Centro de Ciências e Tecnologia, Universidade Federal do Maranhão, São Luis, 2022.

PAI, B. U. **Turbomachines**. 1ª edição. Nova Delhi: Wiley India Pvt. Ltd., 2013.

PLETCHER, R. H.; TANNEHILL, J. C.; ANDERSON, D. A. **Computational Fluid Mechanics and Heat Transfer**. 3ª edição. Boca Raton: CRC Press, 2013.

PLFEIDERER, C.; PETERMANN, H. **Máquinas de fluxo**. Tradução: Ana Lucia Serio de Almeida, José de Abel Royo dos Santos, Zulcy de Souza. Rio de Janeiro: LTC, 1979.

POLÁK, M. A Brief History of the Kaplan Turbine Invention. **Energies**, [S./], v. 14, p. 1-13, 2021.

ROUSSEAU, P. M.; SOULAIMANI, A.; SABOURIN, M. Efficiency Assessment for Rehabilitated Francis Turbine Using URANS Simulations. **Water**, [S./], v. 13, p. 1-23, 2021.

SHUKLA, M. K. *et al.* CFD Analysis of 3-D Flow for Francis Turbine. **MIT International Journal of Mechanical Engineering**. [S./], v. 1, n. 2. p. 93-100, ago., 2011.

TERAN, L. A.; LARRAHONDO, F. J.; RODRÍGUEZ, S. A. Performance Improvement of a 500-kW Francis turbine based on CFD. **Renewable Energy**. [S./], v. 96, p. 977-992, 2016.

TIWARI, G. *et al.* Utility of CFD in the design and performance analysis of hydraulic turbines: A review. **Energy Reports**, [S./], v. 6, p. 2410-2429, 2020.

Turbinas Hidráulicas: turbinas Francis. **Mecânica Industrial**. [S./], 14 jul. 2017. Disponível em: <https://www.mecanicaindustrial.com.br/turbinas-hidraulicas-turbinas-francis/>. Acesso em: 5 set. 2022.

VERSTEEG, H. K.; MALALASEKERA, W. **An Introduction to Computational Fluid Dynamics: The Finite Volume Method**. 2ª edição. Edinburgh Gate: Pearson Education Limited, 2007.

WU, J. *et al.* CFD-Bases Design Optimization for Hydro-Turbines. **Journal of Fluids Engineering**, [S./], v. 129, p. 159-168, 2007.

ZIKANOV, O. **Essential Computational Fluid Dynamics**. Hoboken: John Wiley & Sons, Inc, 2010.

**APÊNDICE A – TABELA COM DADOS DE PERFORMANCE DO ROTOR DIMENSIONADO**

Rotation Speed	11.7810	[radian s <sup>-1</sup> ]
Reference Diameter	4.1717	[m]
Volume Flow Rate	338.9960	[m <sup>3</sup> s <sup>-1</sup> ]
Head (LE-TE)	62.2069	[m]
Head (IN-OUT)	64.6493	[m]
Flow Coefficient	0.3963	
Head Coefficient (IN-OUT)	0.2625	
Shaft Power	170322000.0000	[W]
Power Coefficient	0.0827	
Total Efficiency (IN-OUT) %	79.4872	

# APÊNDICE B – MÉDIAS QUADRÁTICAS DO MOMENTO E MASSA E DA TURBULÊNCIA NA SIMULAÇÃO

