

# MODELAGEM VIRTUAL DE UM ROTOR DE TURBINA TIPO FRANCIS

*Data de aceite: 01/02/2024*

### **Tiago de Lima**

Universidade Tecnológica Federal do  
Paraná – Campus Guarapuava

### **Géssica Katalyne Bilcati**

Universidade Tecnológica Federal do  
Paraná – Campus Guarapuava

### **Henrique Ajuz Holzmann**

Universidade Tecnológica Federal do  
Paraná – Campus Guarapuava

**RESUMO:** O presente estudo tem como objetivo demonstrar a viabilidade e as vantagens inerentes à implementação de Pequenas Centrais Hidrelétricas (PCHs), aproveitando a vasta quantidade de rios existentes no Brasil, propícios a esse tipo de empreendimento. Ademais, aborda a imperatividade de novas abordagens na geração de energia diante do atual contexto energético brasileiro. Com o intuito de projetar e simular um rotor destinado a Turbinas Francis operantes em PCHs, foram desenvolvidos roteiros de códigos em linguagem Python para efetuar os cálculos das dimensões do rotor de turbinas do tipo Francis. A partir desses dados, a geometria foi modelada em um *Software* CAD e

a simulação foi conduzida no *Software* Solidworks para analisar as variáveis de pressão e velocidade do fluido em contato com o rotor da turbina Francis. A simulação evidenciou que a velocidade do fluido em contato com o rotor estudado atinge 6,2 m/s, com uma pressão de 109,5 kPa. Como critério de avaliação, foi realizada uma comparação entre os resultados obtidos na simulação da turbina Francis desenvolvida neste trabalho e os de uma simulação correspondente a uma turbina com parâmetros de entrada equivalentes, porém originada de decisões e *Software* distintos. A referida comparação indicou que o projeto elaborado no presente estudo apresenta viabilidade de utilização, favorecendo a rapidez para dimensionamento do rotor.

**PALAVRAS-CHAVE:** Dimensionamento, Turbina Francis. Pequena Central Hidroelétrica.

## VIRTUAL MODELING OF A FRANCIS TURBINE ROTOR

**ABSTRACT:** The present study aims to demonstrate the feasibility and advantages inherent to the implementation of Small Hydroelectric Power Plants (SHPs), taking advantage of the vast amount of existing

rivers in Brazil, conducive to this type of enterprise. In addition, it addresses the imperativeness of new approaches in energy generation in the face of the current Brazilian energy context. In order to design and simulate a rotor for Francis turbines operating in SHPs, code scripts were developed in Python language to calculate the rotor dimensions of Francis turbines. From this data, the geometry was modeled in a CAD software and the simulation was conducted in Solidworks Software to analyze the pressure and velocity variables of the fluid in contact with the Francis turbine rotor. The simulation showed that the velocity of the fluid in contact with the studied rotor reaches 6.2 m/s, with a pressure of 109.5 kPa. As an evaluation criterion, a comparison was made between the results obtained in the simulation of the Francis turbine developed in this work and those of a simulation corresponding to a turbine with equivalent input parameters, but originated from different decisions and software. This comparison indicated that the project elaborated in the present study is feasible to use, favoring the speed of rotor design.

**KEYWORDS:** Design, Francis Turbine. Small Hydroelectric Power Plant.

## INTRODUÇÃO

No território brasileiro existe uma elevada quantidade de recursos hídricos, contribuindo para que a energia gerada pelas centrais hidrelétricas constitua a maior parte da energia elétrica gerada na matriz energética brasileira. O Atlas de Energia Elétrica do Brasil, divulgado pela ANEEL (2008) estipulou que o Brasil possui um potencial hidráulico para gerar algo em torno de 260GW.

A Tabela 1 mostra que a matriz energética brasileira é constituída por um total de 4.681 empreendimentos que totalizam 151.596.237KW de potência instalada, das quais segundo a Agência Nacional de Energia Elétrica (ANEEL), 1262 dos empreendimentos em operação utilizam energia hidráulica na geração de energia elétrica, o qual resulta em 61% do potencial elétrico brasileiro.

Tipo	Quantidade	Potência Outorgada (KW)	Potência Fiscalizada (KW)	%
CGH	607	522.839	523.510	0,35
EOL	424	10.393.738	10.393.742	6,86
PCH	436	4.963.487	4.952.203	3,27
UFV	44	27.761	23.761	0,02
UHE	219	101.138.278	92.605.229	61,09
UTE	2.949	42.833.841	41.107.792	27,12
UTN	2	1.990.00	1.990.00	1,31
Total	4.681	161.869.944	151.596.237	100

Tabela 1 - Empreendimentos em Operação no Brasil

Fonte: ANEEL (2008).

A ANEEL através da Resolução Normativa N° 673, de 4 de agosto de 2015 define as Pequenas Centrais Hidrelétricas (PCH) como aqueles empreendimento destinados a

produção independente de energia elétrica, cuja potência esteja entre 3.000 KW e 30.000 KW. A ANEEL (2008) estima que após a publicação da Resolução Normativa N° 673, 176 novas PCH's devem agregar 2.064,72 MW ao sistema energético brasileiro à um custo de R\$16,5 bilhões.

Conforme denominação da ANEEL (2002) as hidrelétricas são sistemas que realizam o aproveitamento da energia das águas dos rios, convertendo-as em energia elétrica. Esta transformação ocorre em 3 etapas, sendo a primeira através da conversão da energia potencial da água do reservatório em energia cinética, em seguida esta energia da movimentação do fluido se transforma em energia mecânica ao girar as pás da turbina, a qual está acoplada em um gerador e pôr fim a conversão em energia elétrica. A Figura 1 apresenta os três principais tipos de turbinas utilizadas no Brasil, sendo as mesmas:

- Turbinas Pelton: altas quedas e baixas vazões;
- Turbinas Kaplan: baixas quedas com grandes volumes de água;
- Turbinas Francis: alturas de quedas médias.

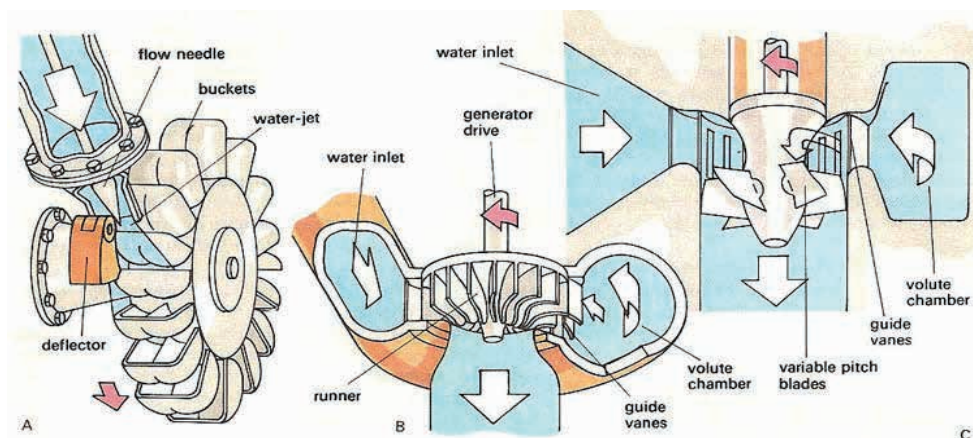


Figura 1- Turbinas Pelton (A), Francis (B) e Kaplan (C)

Fonte: River Engineering & Restoration at OSU (2006).

Visto a grande variedade de tipos de turbinas, saber selecionar e projetar seus componentes de forma otimizada e eficiente se torna um diferencial para a competitividade e viabilidade de uma PCH.

O projeto dessas turbinas é de extrema importância para sua efetividade e Souza (2011) descreve as seguintes etapas para o desenvolvimento de Turbina Francis:

- Dimensionamento preliminar: estabelece os limites físicos do escoamento;
- Dimensionamento básico: elaboração dos esboços em corte e escala das Turbinas Francis;

- Projeto e fabricação do protótipo: apresentação dos elementos que permitem elaborar o projeto e realizar a fabricação do modelo de turbina Francis;
- Testes e projeto para fabricação;
- Fabricação: realização física das etapas anteriores.

Para o dimensionamento do rotor para uma Turbina Francis, é necessário conhecimento prévio sobre as condições de operação da turbina, como a altura de queda da água e sua vazão ao chegar na turbina. Com esses dados de entrada, é possível determinar as dimensões dos componentes de uma Turbina Francis através do roteiro de equações proposto a seguir.

O primeiro passo para a realização dos cálculos é determinar o tipo da Turbina Francis, esse processo é realizado através da velocidade de rotação específica,  $n_{qA}$ , a qual segue o seguinte padrão mostrado na Tabela 2.

$n_{qA}$	Tipo de Turbina
60 a 119	Turbina Francis Lenta
120 a 219	Turbina Francis Normal
220 a 350	Turbina Francis Rápida

Tabela 2 - Seleção de Turbina Francis

Fonte: Autoria Própria (2018).

A velocidade de rotação específica é dada por:

$$n_{qA} = 10^3 * \frac{n}{60} * \frac{Q^{0.5}}{Y^{0.75}} \quad (1)$$

Onde:

$n_{qA}$  = adimensional;

$n$  = rotação do rotor (rpm);

$Q$  = vazão de projeto ( $m^3/s$ );

$Y$  = salto energético específico (J/kg).

$$Y = G * H \quad (2)$$

Onde:

$g$  = gravidade ( $9.81m/s^2$ );

$H$  = altura da barragem (m).

Na sequência são realizados os cálculos dos diâmetros do rotor, onde é necessário calcular uma nova velocidade de rotação específica que seja medido em rpm.

$$n_{qAr1} = 3 * n * \left( \frac{Q_r^{0.5}}{H^{0.75}} \right) \quad (3)$$

Onde:

$Q_r$  = vazão regular ( $m^3/s$ ).

$$Q_r = 0.731 * (1 + 0.01 * (n_{qAr1}^{0.5})) * Q_{r1} \quad (4)$$

Onde:

$Q_{r1}$  = vazão considerando rendimento volumétrico (m<sup>2</sup>/s).

$$Q_{r1} = nv * Q \quad (5)$$

Onde:

nv = rendimento volumétrico.

O diâmetro externo da aresta de saída e a largura do distribuidor são dados pelas relações:

$$D_{5e} = 24,786 * \frac{H^{0,5}}{n} + 0,685 * \frac{Q_r^{0,5}}{H^{0,25}} \quad (6)$$

$$b_o = (0,168 * 10^{-2} * n_{qAr} - 0,018 * 10^{-4} * n_{qAr}^2) * D_{5e} \quad (7)$$

O diâmetro externo da cora interna é dado conforme a rotação específica.

Para  $60 \leq n_{qAr} \leq 100$  tem se:

$$D_{3i} = (2,32 - 0975 * 10^{-2} * n_{qAr}) * D_{5e} \quad (8)$$

Para  $100 \leq n_{qAr} \leq 350$  tem se:

$$D_{3i} = \left( 0,7 + \frac{0,16}{2,11 * 10^{-3} * n_{qAr} + 0,08} \right) * D_{5e} \quad (9)$$

Já o diâmetro externo da cinta externa é dado conforme a rotação específica.

Para  $60 \leq n_{qAr} \leq 100$  tem se:

$$D_{3e} = (2,32 * -0,975 * 10^{-2} * n_{qAr}) * D_{5e} \quad (10)$$

Para  $100 \leq n_{qAr} \leq 350$  tem se:

$$D_{3e} = (1,255 - 0,633 * 10^{-2} * n_{qAr}) * D_{5e} \quad (11)$$

O diâmetro interno da aresta de entrada é dado por:

Para  $60 \leq n_{qAr} \leq 100$  tem se:

$$D_{4i} = (2,32 - 0,975 * 10^{-2} * n_{qAr}) * D_{5e} \quad (12)$$

Para  $100 \leq n_{qAr} \leq 350$  tem se:

$$D_{4i} = (0,5 + 84,5 * n_{qAr}^{-1}) * D_{5e} \quad (13)$$

O diâmetro externo da aresta de entrada é dado por:

Para  $60 \leq n_{qAr} \leq 100$  tem se:

$$D_{4e} = (2,32 - 0,975 * 10^{-2} n_{qAr}) * D_{5e} \quad (14)$$

Para  $100 \leq n_{qAr} \leq 250$  tem se:

$$D_{4e} = (0,165 * 10^{-4} * n_{qAr}^2 - 0,835 * 10^{-2} * n_{qAr} + 2,017) * D_{5e} \quad (15)$$

Para  $250 \leq n_{qAr} \leq 350$  tem se:

$$D_{4e} = (1,025 - 0,03 * 10^{-2} n_{qAr}) * D_{5e} \quad (16)$$

Para aresta de saída o diâmetro interno é dado por:

$$D_{5i} = (0,86 - 2,18 * 10^{-3} n_{qAr}) * D_{5e} \quad (17)$$

Na sequência calcula-se Interseção da Superfície Média da Pá com a Cinta Externa e a Coroa

Coroa interna:

Para  $50 \leq n_{qAr} \leq 210$  tem se:

$$L_{4i} = (3,785 * 10^{-6} * n_{qAr}^2 - 1,673 * 10^{-3} * n_{qAr} + 0,436) D_{4e} \quad (18)$$

Para  $210 \leq n_{qAr} \leq 350$  tem se:

$$L_{4i} = (2,353 * 10^{-6} * n_{qAr}^2 - 8,667 * 10^{-3} * n_{qAr} + 0,328) * D_{4e} \quad (19)$$

Cinta externa:

Para  $50 \leq n_{qAr} \leq 210$  tem se:

$$L_{4e} = (3,713 * 10^{-6} * n_{qAr}^2 - 1,907 * 10^{-3} * n_{qAr} + 0,328) * D_{4e} \quad (20)$$

Para  $210 \leq n_{qAr} \leq 350$  tem se:

$$L_{4e} = (2,222 * 10^{-4} * n_{qAr} + 0,0833) * D_{4e} \quad (21)$$

Por fim calcula-se a curva da Cinta Externa e da Coroa Interna.

$$Yi = 1,54 * D3i * \sqrt{\frac{X}{Li} * (1 - \frac{X}{Li})^3} \quad (22)$$

$$Ye = 3,08 * \left( \frac{0,162 * (D3e - D5e)}{\sqrt{\frac{L5e}{Le} * (1 - \frac{L5e}{Le})^3}} \right) * \sqrt{\frac{X}{Le} * (1 - \frac{X}{Le})^3} \quad (23)$$

Onde:

Yi = equação da curva da Coroa Interna e, Ye a curva para a Cinta Externa.

Apartir do sequencial de equações deve-se desenvolver a modelagem computacional,

à qual consiste na utilização de conjuntos de métodos e formulações para a resolução de problemas complexos, o qual envolve um grande número de variáveis, com destaque para o desenvolvimento dos métodos numéricos e de modelos matemáticos (SOUZA, 2011).

Esta se torna uma alternativa economicamente atraente no desenvolvimento de seus equipamentos, utilizando *Softwares* que simulem o processo realizado pelo equipamento, sendo possível prever o seu comportamento, e realizar modificações de projeto antes de sua produção, otimizando do rendimento energético.

## MATERIAIS E MÉTODOS

Para realização do presente trabalho buscou-se realizar inicialmente os cálculos para obtenção das dimensões dos elementos constituintes do conjunto da turbina do tipo Francis. Nesta etapa foi desenvolvido dois códigos em *Software* Python, os mesmos são baseados no roteiro de cálculo descrito por Souza (2011).

O primeiro código gera uma equação para a curva da Coroa Interna e para a curva da Cinta Externa projetadas no plano xy, essas equações serão utilizadas no *software* CAD, a fim de realizar o modelamento pás da turbina. Este código proposto corrige diretamente os valores em função do ângulo de entrada da turbina.

O segundo código foi utilizado a fim de calcular o ângulo de projeção horizontal para as linhas de correntes, estes ângulos servem para determinar a curvatura da pá da turbina, visto que a mesma segue um padrão em forma de curva côncava não linear.

Na sequência passou-se a etapa de definição das variáveis de entrada do sistema, sendo as mesmas definidas a partir de dados presentes no sistema hidroelétrico, sendo as mesmas: vazão no rotor, vazão mínima no rotor, altura da barragem, altura máxima da barragem, rotação do rotor, rendimento volumétrico e rendimento interno.

Os dados de entrada utilizados neste trabalho são os pertencentes a Usina BURICA I, a qual pertence a Cooperativa de distribuição de Energia Entre Rios Ltda. (CERTHIL), os dados estão mostrados na Figura 2.

```
#Dados de entrada  
Q = 3.82 #m³/s vazão no rotor  
Q = 3.82 #m³/s vazão mínima no rotor  
H = 21.70 #m altura da barragem  
Hmax = 25.00 #m altura máxima da barragem  
g = 9.81 #gravidade  
n = 450.00 #rpm rotação do rotor  
nv = 0.96 #rendimento volumétrico  
ni = 0.910 #rendimento interno
```

Figura 2 - Dados de entrada para os cálculos

Fonte: Autoria Própria (2018).

Após a execução dos cálculos em código *Python*, os resultados obtidos foram utilizados para a elaboração da geometria do rotor (componentes individuais) com o *Software Solidworks*. Com todos os elementos modelados, realizou-se a montagem do conjunto com a inserção das restrições necessárias para o funcionamento do rotor, sendo na sequência realizada a geração da malha e a simulação, definido as condições de contorno e por fim, a obtenção dos resultados.

## RESULTADOS E DISCUSSÃO

Os resultados encontrados a partir da aplicação do primeiro código em *Python*, com os dados de entrada, estão mostrados na Tabela 3.

B4m	D5e	b0	D4i	D4e	D4m	D3e	D3i	D5i
71.07	0.697	0.207	0.598	0.665	0.631	0.865	0.664	0.239

Tabela 3 - Resultados

Fonte: Autoria Própria (2018).

A projeção das curvas da Coroa Interna e da curva da Cinta Externa projetadas no plano  $xy$ , são mostradas na Figura 3a e 3b. A Figura 4a mostra as projeções juntamente com os resultados obtidos nas medições realizadas no *Software Solidworks*. Após os traçados das curvas, desenhou-se as arestas de entrada e saída da pá, mostradas na Figura 4b.

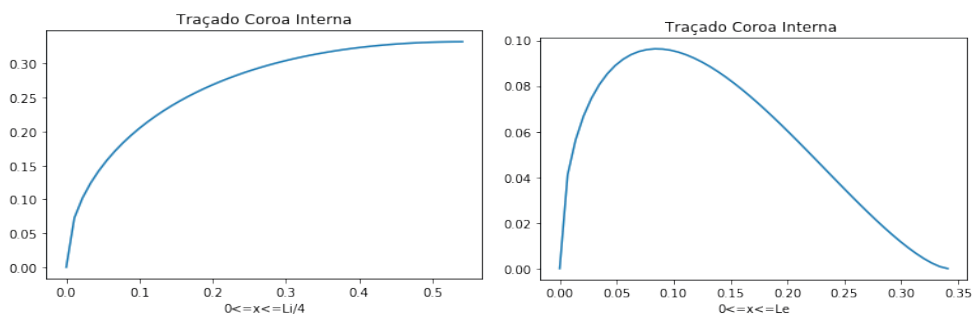


Figura 3 - a) Projeção da Cinta Externa no eixo  $xy$ , b) Projeção da Coroa Interna no eixo  $xy$

Fonte: Autoria Própria (2018).



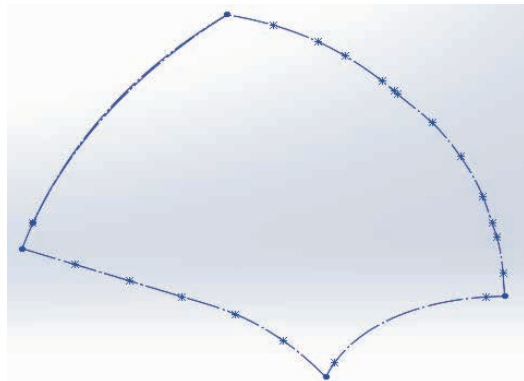
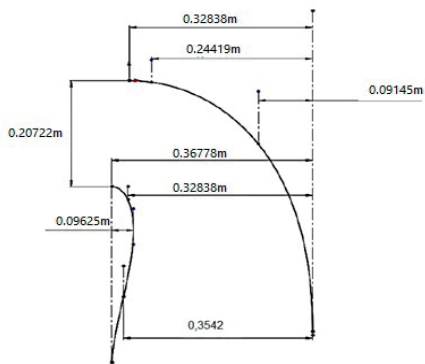


Figura 4 – a) Projeção da Pá no plano  $xy$  , b) Projeção no plano  $xy$  com as arestas de entrada e saída da pá.

Fonte: Autoria Própria (2018).

Com a projeção da pá do rotor modelada em CAD, as arestas de entradas e saída foram divididas em 6 segmentos iguais,  $S_j$ , e medido o diâmetro de cada ponto. A partir desses dados de entrada mostrados nas Tabelas 4 e 5, foi gerado um segundo código em *Software Python*, onde se obteve os seguintes resultados mostrados nas Tabelas 6, 7, 8 e 9. Obteve-se também os diâmetros  $b_m$ , mostrados, na Figura 5, os quais foram utilizados como referência para as linhas de pressão provisórias.

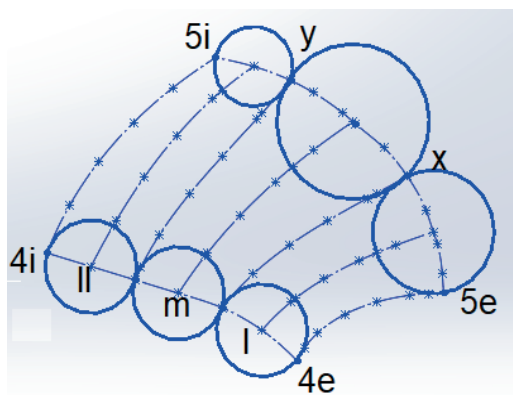


Figura 5 - Arestas de Pressão

Fonte: Autoria Própria (2018).

Pts	Sj	Cmj*/Cm4i	Dj	Kj
-	m	-	m	m
4i	0	1,0000000	0,32823328	0,32823328
1	0,033127275	1,0342212	0,30054135	0,31082624
2	0,06625455	1,0914553	0,28432198	0,31032473
3	0,099381825	1,1753779	0,27407737	0,32214449
4	0,1325091	1,2916004	0,26411586	0,34113215
5	0,165636375	1,4482978	0,25415435	0,38251842
4e	0,19876365	1,6571684	0,24419284	0,40466866

Tabela 4 - Dados da Aresta de entrada da pá.

Fonte: Autoria Própria (2018)

Pts	Sj	Cmj*/Cm4i	Dj	Kj
-	m	-	m	m
5i	0	1,0000000	0,27534827	0,27534827
1	0,030220742	1,0311724	0,18176537	0,18743143
2	0,060441483	1,0831072	0,15009391	0,16256776
3	0,090662225	1,1588314	0,12679365	0,14693246
4	0,120882967	1,2629261	0,10948044	0,13826571
5	0,151103708	1,4019885	0,09801941	0,15349032
5e	0,18132445	1,5853303	0,0914555	0,14498717

Tabela 5 - Dados da Aresta de saída da pá.

Fonte: Autoria Própria (2018).

Onde:

$Cmj^*$  = velocidade meridional (m/s);

$Cm4i^*$  e  $Cm5i^*$  = velocidades meridionais nos pontos 4i e 5i, respectivamente.

Pts	$\theta_j$	$\zeta_j$	$Cmj^*$	$uj$	$Cuj$	$\beta_j^*$
-	graus	graus	m/s	m/s	m/s	graus
4e	93,1600086	46	14,35926766	7,7338144	25,0481920	12,46621119
4l	90	75	14,3198137	7,1770944	26,9911550	13,46954603
4x	82,1681844	85	14,2907477	6,7592905	28,6595270	14,33753133
4m	73,308842	86	14,27262827	6,4954052	29,8238621	14,94701961
4y	91,3204217	88	14,25593607	6,2498991	30,9953911	15,56351097
4ll	90	87	14,23922741	6,0017787	32,2767764	16,24167452
4i	86,0630384	89	14,22268038	5,7536582	33,6686785	16,98308145

Tabela 6 - Resultados para a Aresta de entrada da Pá

Fonte: Autoria Própria (2018).

Pts	tj	ej	Fesj	Cmj	$\beta_j$	$\beta_{hj}$
-	m	m	-	m/s	graus	graus
4e	0,85931271	0,0020417	0,98749915	15,085543	11,3974233	81,749013
4l	0,79745494	0,0020646	0,98730764	14,970436	12,2289835	78,175780
4x	0,75103228	0,0020818	0,98700363	14,891263	12,9561814	77,091466
4m	0,72171169	0,0020926	0,98664712	14,845807	13,4717844	76,559840
4y	0,69443324	0,0021027	0,99785056	14,633786	13,8399124	76,168194
4ll	0,66686430	0,0021129	0,98710206	14,748213	14,5579467	75,461158
4i	0,6392953	0,0021231	0,98695872	14,706826	15,1894012	74,812805

Tabela 7 - Resultados para a Aresta de entrada da Pá

Fonte: Autoria Própria (2018).

Pts	$\theta_j$	$C_j$	$Cmj^*$	uj	Wj	rgj
-	graus	graus	m/s	m/s	-	m
5e	89,33825	44,6691	15,46325	6,48056	0,497626	0,087458
5l	90,17451	45,0872	14,28693	5,36517	0,484964	0,124118
5x	81,71205	40,8560	14,18900	4,33809	0,455561	0,157650
5m	74,71059	37,3552	14,06977	3,37765	0,442351	0,201638
5y	74,52508	37,2625	13,96972	2,31531	0,417137	0,241762
5ll	49,93813	24,9690	13,92374	2,57166	0,423619	0,276967
5i	42,11520	21,0576	13,88315	2,15486	0,413427	0,310506

Tabela 8 - Resultados para a Aresta de saída da Pá

Fonte: Autoria Própria (2018).

Pts	Lgj	Sj	cotg $\beta_{rj}$	$\beta_{rj}$	$\beta_{rhj}$
-	m	-	-	graus	graus
5e	0,13425275	0,01174156	0,537839587	61,7268768	52,5821756
5l	0,15860173	0,01968535	0,431481769	66,6606829	58,45998151
5x	0,18117271	0,02856206	0,306808158	72,9435593	66,42259249
5m	0,19457352	0,03923351	0,252769321	75,8145173	70,22384381
5y	0,20013064	0,0483841	0,170688369	80,3136262	76,35289188
5ll	0,20535178	0,0568757	0,188942297	79,3005346	74,95659666
5i	0,20682484	0,06422048	0,1571756	81,0675791	77,3973696

Tabela 9 - Resultados para a Aresta de saída da Pá

Fonte: Autoria Própria (2018).

Onde:

$\theta_j$  = ângulo entre as tangentes às linhas de corrente e cada ponto da aresta;

$C_j$  = ângulo entre as tangentes às linhas de correntes e as linhas paralelas ao eixo

nos pontos;

$U_j$  = velocidade tangencial;

$\beta_j^*$  = ângulo entre as velocidades tangenciais e relativas;

$t_j$  = número de passos;

$F_{esj}$  = coeficiente de estrangulamento;

$C_{mj}$  = velocidade meridional;

$\beta_j$  = ângulo entre a velocidade tangencial e relativas, levando em conta o estrangulamento variável;

$\beta_{hj}$  = ângulo na projeção horizontal correspondente a aresta de entrada da pá;

$W_j$  = coeficiente empírico de correção no desvio da saída da pá do rotor;

$rg_j$  e  $L_{gj}$  = raio de centro de gravidade e o comprimento das linhas de corrente, respectivamente;

$S_j$  = momento estático das linhas de corrente rebatidas no plano vertical;

$\beta_{rj}$  = ângulo da pá do rotor na aresta de saída;

$\beta_{rhj}$  = ângulo na projeção horizontal correspondentes à aresta de saída da pá.

Com os resultados dos ângulos das projeções horizontais das arestas de saída e de entrada, projetou-se a curvatura das arestas, como mostra a Figura 6.

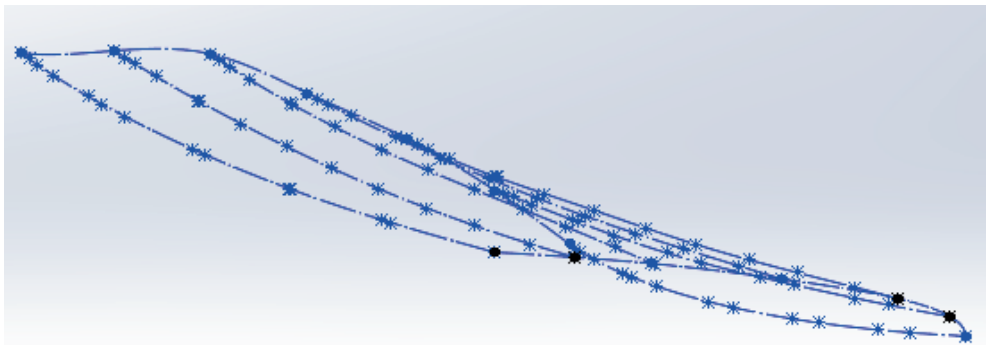


Figura 6 - Projeção 3D das Arestas da Pá.

Fonte: Autoria Própria (2018).

Para modelagem das superfícies de cada aresta de preção, utilizou-se o perfil padronizado Go 428, o que resultou na Figura 7. E por fim com auxílio da ferramenta Superfície por Loft no *Software CAD*, gerou-se a geometria da pá da turbina, mostrada na Figura 8a e na Figura 8b a mesma montada no conjunto do rotor.

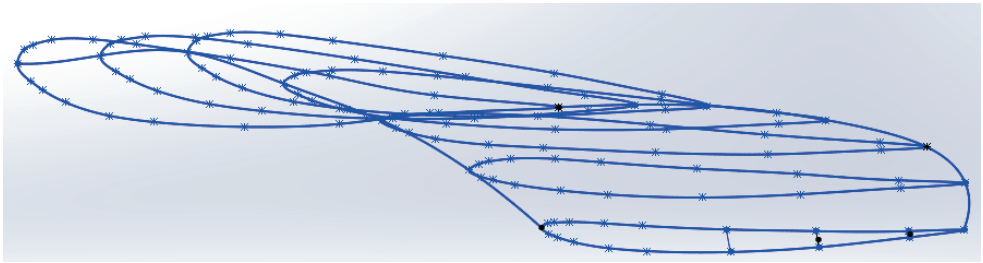


Figura 7 - Perfil das arestas da pá.

Fonte: Autorial Própria (2018)

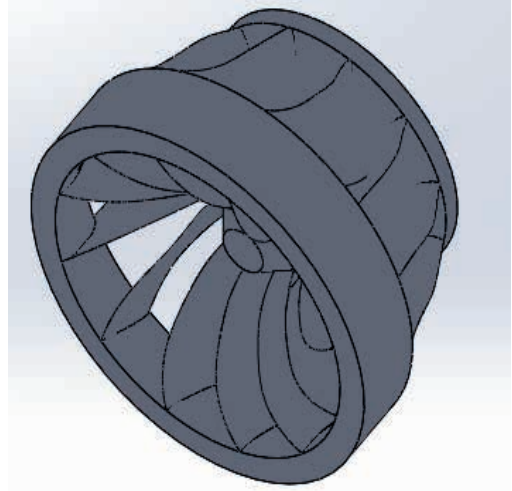
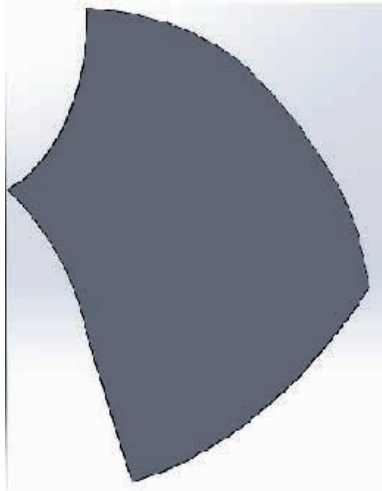


Figura 8 – a) Modelagem da Pá, b) Rotor da Turbina Francis Montado

Fonte: Autorial Própria (2018).

Após o desenvolvimento do rotor, foi projetado a espiral da Turbina Francis, seu cálculo para as dimensões encontrasse no Apêndice B, e é mostrado com o rotor montado na Figura 9.

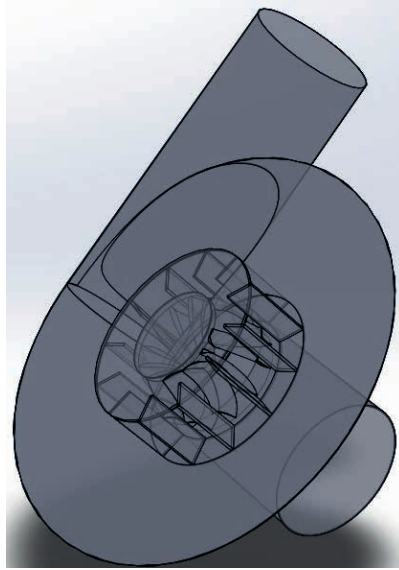


Figura 9 - Vista 3D da Turbina Francis

Fonte: Autoria Própria (2018).

Com os elementos e conjuntos montados, realizou-se a simulação do funcionamento do sistema, pelo método CFD do *Software Solidworks*, utilizando seu comando *Flow Simulation*. Para a realização desse comando é necessário fornecer uma condição de entrada e uma de saída do fluido, as quais foram consideradas as da Usina BURICA I, sendo elas a entrada do fluido na turbina à uma velocidade de 4,12 m/s e a saída a uma pressão atmosférica. Para realizar os cálculos o *Software* necessita que a geometria seja fechada, para isso utiliza-se o comando *Cread Lids*, mostrados na Figura 10, para definir as regiões de entrada e saída e deixar a geometria utilizada na simulação fechada.

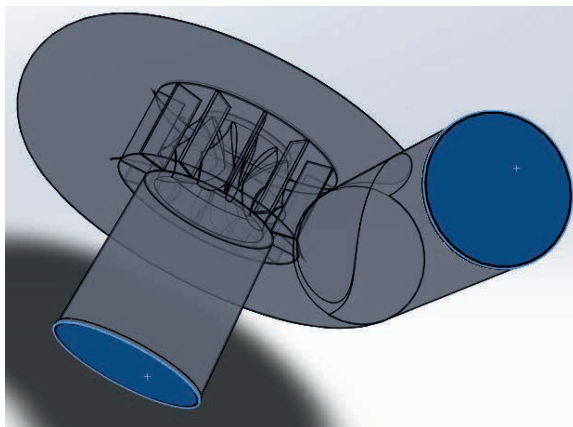


Figura 10 - Em Destaque os Lids Definindo as Regiões de Entrada e Saída

Fonte: Autoria Própria (2018).

Após definir as regiões de entrada e saída, na aba *Wizard*, definiu-se as configurações de unidades, sendo as mesmas no Sistema Internacional, e o tipo de fluido.

Após a realização das etapas para configurar a simulação, os resultados obtidos mostraram uma velocidade máxima do fluido em contato com o rotor de 6,2 m/s, também mostrou que a pressão máxima atingida foi de 109,5 kPa e uma força 9,02 KN.

Para avaliar os resultados obtidos, tomou-se como comparativo os resultados da simulação feita no trabalho de Santos (2012), o qual desenvolveu um rotor de Turbina Francis para a mesma hidrelétrica, porém com métodos para realizar os cálculos e tomadas de decisões diferentes no projeto das arestas de saída e de entrada das pás, a Figura 11a mostra a pá da turbina desenvolvida, além de um outro formato para o caracol da turbina, mostrado na Figura 11b. O processo de simulação adotado por Santos (2012) foi desenvolvido no *software* Ansys.



Figura 11 – a) Modelagem da Pá, b) Modelagem da Turbina Francis

Fonte: Santos (2012).

Os resultados obtidos pelo Solidworks mostraram que o fluido em contato com o rotor tem uma velocidade máxima de 6,2 m/s e uma pressão máxima de 109,5kPa, um valor menor que o obtido pelo Ansys, os quais foram de 10,72 m/s e 308,5kPa.

## CONCLUSÃO

Com os dados referentes a usina hidrelétrica, foi possível realizar os cálculos, dimensionamento e a simulação do rotor da Turbina Francis. Os cálculos foram realizados em uma linguagem Python e o dimensionamento e a simulação no *Software* CAD Solidworks.

Os códigos desenvolvidos em linguagem Python possibilitaram a obtenção de dados para o dimensionamento dos componentes da Turbina Francis com um grau de precisão alto, devido aos seus cálculos serem realizados sem ocorrerem grandes erros de arredondamentos, pois ele trabalha com 16 casas decimais.

Para o desenvolvimento da geometria foram tomadas decisões que influenciaram

nos resultados da simulação. A primeira foi no desenvolvimento das arestas de saída e de entrada das pás, as quais influenciam nas espessuras e nos ângulos de entrada e saída de cada aresta da pá do rotor. Um outro fato que influenciou foi o formato da turbina, o comando ressalto por loft do Solidworks não é capaz de realizar o caracol da turbina quando os valores da circunferência variam, isso influencia na velocidade e na pressão do fluido. Esses fatores influenciaram na diferença entre os resultados obtidos através do Solidworks e do obtido por Santos (2012) no *Software* Ansys.

## REFERÊNCIAS

ANEEL, **Gerando Evolução e Diversidade**. Disponível em: <<http://www.aneel.gov.br/documents/656877/15142444/Fontes+de+Energia+no+Brasil/2eb48f5c-cc7f-4f63-867e-b2a4f3603418?version=1.0>> Acesso em: 04 de Jun de 2017

ANELL, **Fontes de Energia Exploradas no Brasil**. Disponível em: <<http://www2.aneel.gov.br/aplicacoes/capacidadebrasil/FontesEnergia.asp>> Acesso em: 04 de Jun de 2017

ANELL, **Energia Hidraulica**, Disponível em: <[http://www2.aneel.gov.br/aplicacoes/atlas/energia\\_hidraulica/4\\_3.htm](http://www2.aneel.gov.br/aplicacoes/atlas/energia_hidraulica/4_3.htm)> Acesso em: 04 de Jun de 2017

ANELL, **Resolução nº 394**, Disponível em: <<http://www2.aneel.gov.br/cedoc/res1998394.pdf>> Acesso em: 01 de Jun de 2017

Santos, César Gabriel dos, **Dimensionamento e Simulação Computacional de um Rotor Hidráulico do Tipo Francis**. Horizontina, Faculdade Horizontina, 2012.

SOUZA, Z. **Projetos de Máquinas de Fluxo: tomo I, Base teórica e Experimental**. Rio de Janeiro: Editora Interciência: Minas Gerais: Editora Acta, 2011.

**Turbine Selection**. Disponível em: <<http://rivers.bee.oregonstate.edu/book/export/html/35>> Acesso em: 08 de Jun de 2017