



MODELAGEM E ANÁLISE DE UMA BANCADA DIDÁTICA DE TURBINA FRANCIS

Handerson Corrêa Gomes

Mariana Silveira de Barros Ribeiro

Gilmar Cordeiro da Silva

Pedro Américo Almeida Magalhães Júnior

João Rodolfo Januário

Daniel Borges Oliveira

handerson.correa@gmail.com

msbribeiro@yahoo.com.br

gilmarcordeiro@pucminas.br

pamerico@pucminas.br

joaorjanuario@gmail.com

danielbo17@hotmail.com

Affiliation

PUCMINAS, Av. Dom José Gaspar, 500 - Coração Eucarístico – Prédio 10 - Belo Horizonte - MG – CEP 30535-901 – Brasil

Michel Fábio de Souza Moreira

Marcelo Adriano Marques de Almeida

michel.moreira@newtonpaiva.br

marcelo.almeida@newtonpaiva.br

Affiliation

CENTRO UNIVERSITÁRIO NEWTON PAIVA, Rua José Cláudio Rezende, 420 - Estoril - Belo Horizonte - MG – CEP 30494-230 – Brasil

Resumo. *A utilização de bancadas didáticas como meio de ampliar e facilitar a qualificação dos alunos de engenharia, promovendo a capacitação destes ao dimensionamento, projeto e análise de máquinas de fluxo, evolui significativamente, frente à complexidade do funcionamento das turbinas hidráulica. Portanto, o principal objetivo deste trabalho foi o*

CILAMCE 2017

Proceedings of the XXXVIII Iberian Latin-American Congress on Computational Methods in Engineering
P.O. Faria, R.H. Lopez, L.F.F. Miguel, W.J.S. Gomes, M. Noronha (Editores), ABMEC, Florianópolis, SC, Brazil,
November 5-8, 2017.

dimensionamento, modelagem e avaliação de uma bancada didática de Turbina Francis. Essa bancada será desenvolvida para ser utilizada em atividades didáticas dos cursos de engenharia Mecânica e de Produção do Centro Universitário Newton Paiva, em eventos e em feiras envolvendo alunos do ensino médio e graduação. Assim poderão ser abordados os temas de operação de centrais hidrelétricas, avaliações dimensionais, estruturais e a importância do uso racional da água e energia.

Keywords: *Turbina Francis, Turbina Didática, Máquinas de Fluxo*

1 INTRODUÇÃO

Devido à necessidade de movimentar os equipamentos, e as máquinas industriais, o homem desde seus primórdios vem desenvolvendo meio para possibilitar, promover e facilitar estas tarefas cotidianas. Um dos primeiros meios utilizados foi a aplicação da energia cinética da água (água corrente) para movimentar uma roda d'água, usada para mover moinhos, movimentar maquinário industrial e mais recentemente em nossa história, para produzir energia elétrica. Todavia, devido ao fluxo dos rios e riachos serem muitas vezes intermitentes em funções de cheias, secas, congelamento, o homem percebeu que precisava descobrir um meio de armazenar esta energia para que seu consumo pudesse ser contínuo. Para solucionar esta demanda, ele criou os reservatórios.

Reservatórios são grandes extensões de superfície que armazenam enormes quantidades de água no ponto mais elevado, de forma a reter energia potencial gravitacional. Ou seja, quanto mais alto é o reservatório, maior é a energia potencial da água contida nele. Como todos os corpos buscam a condição de equilíbrio, ao abrir-se um reservatório a água flui (se movimentara gerando então Energia Cinética) para o ponto de menor energia potencial possível. Pela Lei da Conservação de Energia, energia, quanto maior a energia potencial da água, maior será a energia cinética possibilitando que mais trabalho seja executado pela roda d'água.

Os mecanismos utilizados para transformar essa energia hidráulica de um fluxo de água em energia mecânica na forma de torque e velocidade de rotação são conhecidos como turbinas hidráulicas. As primeiras turbinas hidráulicas que se tem registro foram projetadas para substituir as rodas d'água na atual Tunísia, na colônia romana de Chemtou no séc. III ou IV a.C. Conforme Henn (2012), as turbinas modernas foram desenvolvidas no séc. XVIII na França e Inglaterra, como forma a substituir as rodas de pás para gerar energia mecânica para as fábricas próximas usando eixos longos e correias. O autor afirma que somente ao final do séc. XIX as turbinas foram usadas para acionar geradores elétricos, agrupadas ou em centrais elétricas, em fazendas ou locais isolados.

A Turbina Francis é uma turbina de reação de fluxo radial que aproveita a energia de pressão e cinética da água, sendo que existe diferença de pressão entre entrada e saída e o grau de reação é diferente de zero. A denominação lhe foi dada em homenagem ao engenheiro James Bichano Francis (1815-1892) de origem inglesa que migrou para os Estados Unidos onde foi encarregado de desenvolver alguns projetos de aproveitamentos hidráulicos utilizando-se turbinas centrípetas. Em 1838, Samuel Dowd já havia obtido patente de uma turbina centrípeta, mas Francis introduziu alguns aperfeiçoamentos no projeto e por esse motivo a turbina recebeu o seu nome.

As Turbinas Francis têm uma aplicação muito ampla, pois devido às suas características, podem trabalhar em aproveitamentos de grandes variações de vazão e queda. Existem turbinas em usinas hidroelétricas com quedas de apenas 30 metros como também com quedas com altura superior a 550 metros, e vazões que variam de 10 a 200 m³/s. Essa versatilidade faz com que a turbina Francis seja a mais empregada em todo o mundo e, principalmente, na maioria das grandes usinas hidrelétricas brasileiras.

O artigo tem como objetivo a análise de uma Turbina Francis contida em uma bancada desenvolvida como auxiliar no estudo de máquinas de fluxo geratrizes. O sistema simula as

condições geográficas nos quais existem pequenas quedas e grandes vazões, características fundamentais para utilização deste tipo de turbina.

Esta bancada possibilita ao usuário fazer o levantamento das variáveis envolvidas, das curvas de potência e rendimento da turbina em diferentes combinações de altura de quedas d'água e de vazões volumétricas por meio da variação da posição da palheta móvel (distribuidor) e variação da velocidade da bomba (inversor de frequência).

2 PROJETO DE TURBINAS HIDRÁULICAS

A escolha e aplicação dos diversos tipos de turbinas hidráulicas leva em consideração diversos aspectos em relação ao produto final desejado. Todas as variants do conjunto e dados fixos devem ser analisados a fim de encontrar a máquina ótima para o processo. Na literature encontra-se alguns métodos de seleção de turbina de acordo com características fixas dos sistemas a serem dimensionados, como vazão, potência, Altura de queda, velocidade de rotação específica, dentre outros.

Henn (2012) mostra em ábaco uma forma de seleção de turbinas de acordo com a altura de queda, a vazão e a potência, de modo a terem a eficiência necessária para a demanda, como pode ser visto na Fig. 1. Neste ábaco encontram-se regiões que podem ser selecionadas mais de um tipo de máquina, quando devem ser utilizados critérios extras de seleção como o custo do gerador elétrico, risco de cavitação, flexibilidade de operação, construção civil, facilidade de manutenção, entre outros a fim de obter a melhor máquina para a determinada aplicação (HENN, 2012).

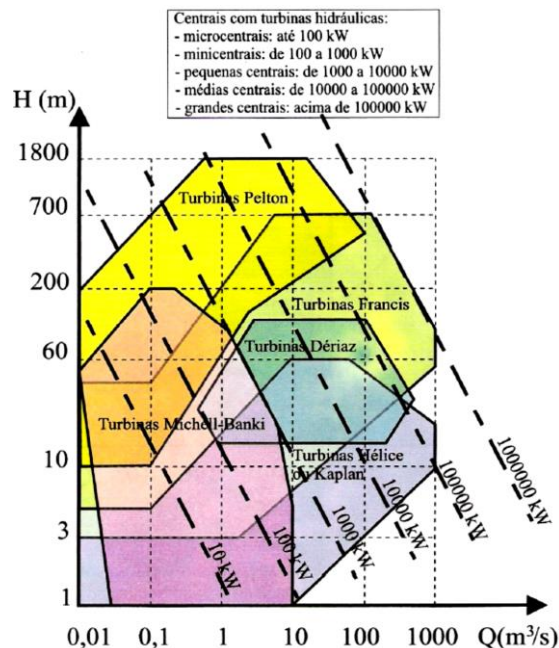


Figura 1: Campo de Aplicação de Turbinas Hidráulicas. (HENN, 2012).

Existe ainda um modo de seleção de turbinas hidráulicas que leva em consideração a velocidade de rotação específica e a altura da queda, aplicando-se o gráfico presente na Fig. 2 (HENN, 2012).

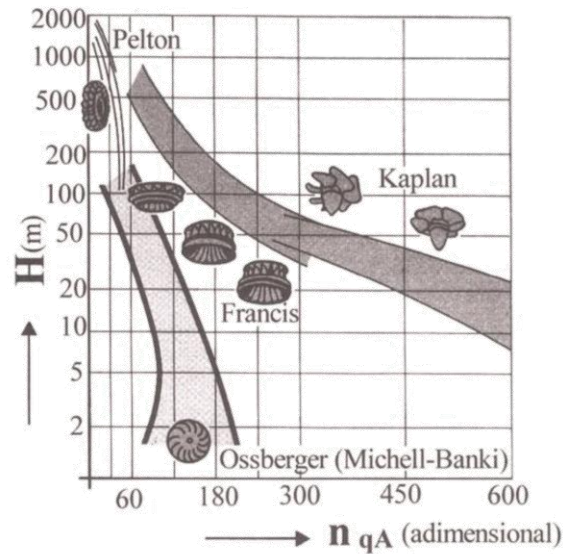


Figura 2: Seleção de Turbinas Hidráulicas (HENN, 2012).

Outro método que HENN (2012) menciona para selecionar uma máquina de fluído é através da velocidade de rotação específica (n_{qa}), que está associada à forma e às proporções dos rotores de máquinas de fluxo (Fig. 3).

Turbina hidráulica Pelton	$n_{qa} = 5$ a 70
Turbina hidráulica Francis Lenta	$n_{qa} = 50$ a 120
Turbina hidráulica Francis Normal	$n_{qa} = 120$ a 200
Turbina hidráulica Francis Rápida	$n_{qa} = 200$ a 320
Turbina hidráulica Michell-Banki	$n_{qa} = 30$ a 210
Turbina Dériaz	$n_{qa} = 200$ a 450
Turbina Kaplan e Hélice	$n_{qa} = 300$ a 1000
Turbina a vapor e a gás com admissão parcial	$n_{qa} = 6$ a 30
Turbina a vapor e a gás com admissão total	$n_{qa} = 30$ a 300
Bomba de deslocamento positivo	$n_{qa} < 30$
Bomba centrífuga	$n_{qa} = 30$ a 250
Bomba semi-axial ou de fluxo misto	$n_{qa} = 250$ a 450
Bomba axial	$n_{qa} = 450$ a 1000
Compressor de deslocamento positivo	$n_{qa} < 20$
Ventilador e turbocompressor centrífugo	$n_{qa} = 20$ a 330
Ventilador e turbocompressor axial	$n_{qa} = 330$ a 1800

Figura 3: Valores de n_{qa} indicados para diferentes tipos de máquinas de Fluído (HENN, 2012)

Para Reis (2011), a especificação do tipo de turbina hidráulica leva em consideração a altura da queda d'água e a vazão do rio. A Fig. 4 mostra as faixas de aplicação dos diversos tipos de turbina, que levam em consideração a altura e a velocidade de rotação específica.

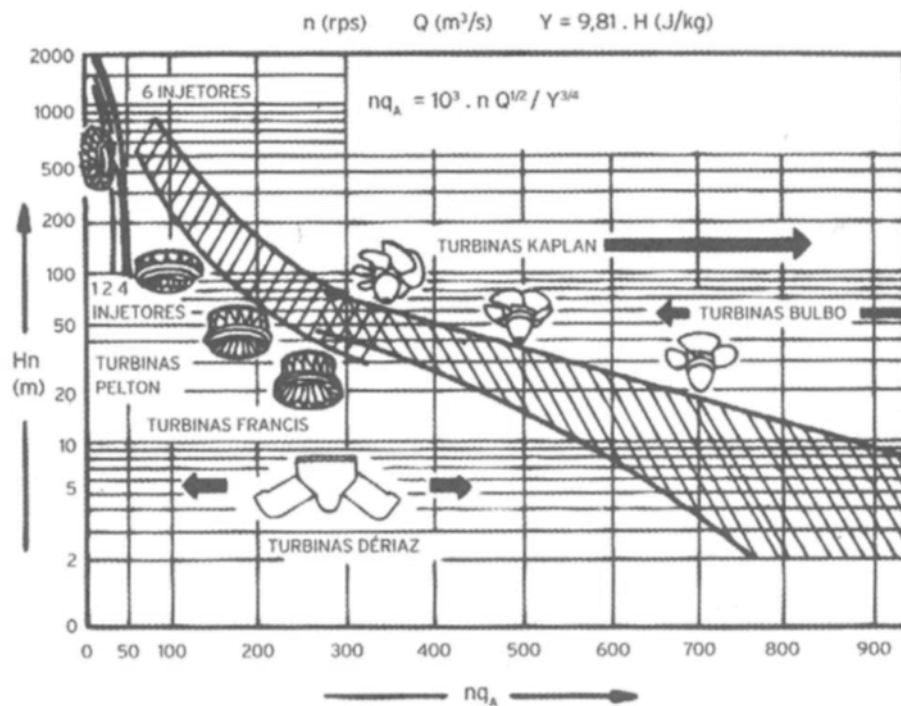


Figura 4: Especificação da turbina em relação à Altura de queda d'água e vazão (REIS, 2011)

Em um contexto geral, em situações de grande altura e pequenas vazões as turbinas mais indicadas são do tipo Pelton, devido ao empuxo da água atuar perpendicularmente as pás da turbina. Para pequenas alturas e grandes vazões, o mais indicado são as turbinas Kaplan ou hélice, o empuxo da água atua de forma axial nas pás da turbina. Em situações onde as turbinas Pelton, Kaplan ou hélice não são as mais indicadas, são empregadas as turbinas do tipo Francis, onde uma força atua de forma perpendicular e outra axial.

2.1 Projeto de Rotores

Uma máquina de fluxo hidráulica apresenta basicamente duas partes: a fixa que corresponde à carcaça e a outra parte é rotativa, corresponde ao rotor ou rotores, segundo Souza (2011).

Conforme o autor supracitado, no projeto de um rotor hidráulico é preciso obedecer algumas etapas. Inicialmente deve ser realizado o dimensionamento preliminar ou inicial, onde o objetivo desta etapa é estabelecer uma aproximação, os limites físicos do escoamento denominados de caminho hidráulico do escoamento.

A seguir, faz-se o dimensionamento básico, a partir das informações obtidas na etapa anterior. Nesta etapa é elaborado um esboço em corte e escala da turbina, obtendo as características desejadas e a geometria que será adotada com equações resultantes e os limites experimentais de coeficientes resultantes de metodologias de cálculos e projeto.

Na etapa de projeto e fabricação do protótipo ou do modelo, tem-se como objetivo a fabricação de um modelo geralmente em escala para realização de testes para verificar se o desempenho real está de acordo com o calculado pelo projeto.

Por fim, se o modelo testado estiver dentro do estipulado pelo projeto, é realizada sua fabricação final. Nesta etapa são elaborados os manuais de instalação, operação e manutenção da turbina hidráulica, bem como os protocolos e correções finais nos componentes do projeto.

2.2 Dinâmica dos Fluidos Computacionais

A Dinâmica de Fluidos Computacionais (Computational Fluid Dynamics - CFD) começou a ser empregada no final da década de 70 e começo da década de 80. O maior interesse era a aplicação de equipamentos bélicos, onde os estudos se concentravam no deslocamento de ar ao redor de aeronaves e projéteis. Observou-se que as mesmas equações que são aplicadas a estas situações se aplicam aos escoamentos em gerais, estes estudos rapidamente se aplicou a vários campos da engenharia. Trata-se de um conjunto de modelos matemáticos e métodos numéricos utilizados para simular o comportamento de sistemas que envolvem escoamento de fluidos, trocas térmicas, reações químicas, entre outros processos. O emprego desta técnica permite a solução de diversos problemas operacionais, sem a necessidade da realização de parada de máquina ou perda de produção (SOUZA, 2011).

Grande parte das soluções que eram obtidas somente com o emprego de exaustivos testes de laboratório, gerando elevado custo, agora tem seu tempo de execução e precisão melhoradas com o emprego da modelagem computacional, que propõe um conjunto de métodos e técnicas para a abordagem dos mais variados problemas de engenharia (SOUZA, 2011).

Segundo Souza (2011), o desenvolvimento de máquinas de fluxo hidráulicas era realizado por um grupo distinto de engenheiros que necessitavam de modelos reais para realizar os estudos e analisar o seu comportamento. Esse processo gerava elevado custo no projeto, à aplicação dos modelos reais era feito somente em grandes projetos.

A utilização do CFD proporciona a elaboração de modelos virtuais do sistema ou dispositivo em análise, com a possibilidade de aplicar o maior número de condições possíveis. A importância da aplicação do CFD em máquinas de fluido está na possibilidade de prever quantitativamente as características de um escoamento, possibilitando a visualização de todas e quaisquer alterações.

2.3 Cavitação

A cavitação é um fenômeno que ocorre nas regiões de altas velocidades e baixa pressão dos fluidos de sucção em rotores, causando defeitos que podem levar à inutilização das pás do rotor.

Consiste na formação de cavidades macroscópicas em um líquido a partir de núcleos gasosos microscópicos. O crescimento desses núcleos microscópicos acontece por vaporização, dando origem ao aparecimento da cavitação, no interior das pás do rotor, próxima às arestas de saída aparece zonas de baixa pressão com sobre velocidades da corrente fluida.

A Fig. 5 apresenta os pontos com tendência de ocorrência da cavitação.

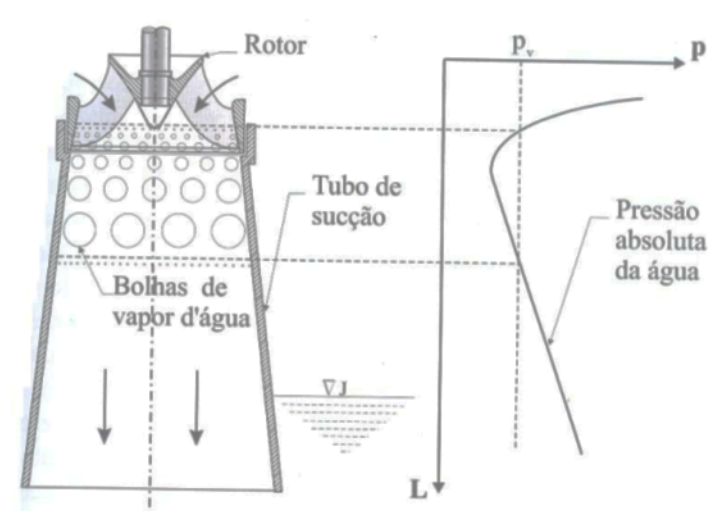


Figura 4: Formação e implosão das bolhas no tubo de sucção. (HENN, 2012)

A cavitação provoca queda de rendimento e da potência gerada pela turbina, e em determinadas ocasiões, pode dar origem a vibração na estrutura da máquina (HENN, 2012).

3 MÉTODOS E TÉCNICAS UTILIZADOS

Para a realização do dimensionamento de um rotor de uma turbina hidráulica que compõe a bancada didática em questão, baseou-se nos dados de uma turbina para a usina BURICÁ I que pertence a Cooperativa de distribuição de Energia entre Rios Ltda. (CERTHIL), que apresenta uma vazão de $3,8\text{m}^3/\text{s}$, uma altura de $21,7\text{m}$ e opera a uma rotação de 450rpm .

A elaboração dos cálculos do dimensionamento do rotor foi conforme o método do autor Souza (2011). Através de expressões matemáticas em função da rotação específica (), sendo feito o dimensionamento da pá do rotor.

Com o dimensionamento foi possível realizar o desenho computacional da pá do rotor e a montagem completa da turbina hidráulica. Esta etapa foi realizada com o emprego de software de desenho SolidWorks. O software selecionado para a elaboração do desenho possibilita a simulação do escoamento do fluido através do rotor que foi dimensionado e desenhado. As simulações que o rotor foi submetido proporcionaram uma análise detalhada dos possíveis pontos de cavitação.

A simulação foi realizada considerando duas condições iniciais necessárias para a realização da simulação, como parâmetro de entrada foi adotado uma velocidade de $4,12\text{m/s}$, e como parâmetro de saída considerou-se o fluido a pressão atmosférica.

A malha foi elaborada considerando o nível máximo que o FlowSimulation apresenta, sendo o nível 8. A elaboração da malha aplicando o nível 8 apresentou um número total de 23387 nós, sendo 8126 nós correspondentes aos corpos sólidos.

Nesta etapa é apresentado o cálculo para o dimensionamento das pás do rotor hidráulico. Primeiramente o tipo de máquina hidráulica foi determinado, em seguida foram realizados

cálculos iniciais para verificar condições específicas requeridas, posteriormente foi realizado o dimensionamento da pá do rotor com os valores corrigidos e adequados ao projeto.

3.1 Determinação do Tipo de Máquina Hidráulica

O primeiro passo é a determinação do tipo de rotor hidráulico que está sendo dimensionado. O processo adotado é através da utilização da equação da velocidade de rotação específica conforme ilustrado na Eq. (1). Na Eq. (2) é possível calcular o salto energético específico que serviu de dado de entrada. Foi considerada a vazão de 3,8m³/s, altura 21,7m e rotação do motor de 450rpm, conforme especificações do modelo adotado.

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

Onde:

n_{qA} = velocidade de rotação específica (adimensional)

n = rotação do rotor (rpm)

Q = vazão de projeto (m³/s)

Y = salto energético específico (J/kg)

Sendo:

$$Y = g \cdot h; Y = 212,87 \text{ J/kg} \quad (2)$$

Onde:

g = gravidade (9,81 m/s²)

h = altura de projeto (m)

Com o resultado da velocidade específica, selecionou-se o tipo de rotor a ser utilizado conforme o Figura 3, sendo selecionado o rotor hidráulico do tipo Francis rápido.

3.2 Cálculos Iniciais

Para os cálculos iniciais foi necessária a verificação da direção da pá na entrada do rotor (β_{4m}). Realizou-se a resolução das equações proposta por Henn (2012) para analisar se β_{4m} satisfaz a condição de $70^\circ < \beta_{4m} < 90^\circ$.

Nas condições apresentadas, o resultado de β_{4m} não satisfaz a condição necessária para seguir o dimensionamento, sendo o valor calculado de 37,88°.

Assim, foi necessário realizar uma correção em porcentagem no diâmetro de saída da pá (D_{se}), de modo a obter uma direção compatível. Foi adotada a redução de 15% no valor de pá. Souza (2011) sugere que se $\beta_{4m} < 70$, o valor do diâmetro de saída deve ser reduzido gradativamente em 5 até obter um valor que satisfaça a inequação. Com a redução, o valor de D_{se} passou a ser de 0,6922m. Com o novo valor, pode-se obter os seguintes dados apresentados na Tab. 1 a seguir.

Tabela 1. Valores calculados para a pá da turbina Francis.

Relação	Abreviatura	Valor
Largura do Distribuidor	b_o	0,2051m
Diâmetro Externo da aresta de entrada	D_{4e}	0,6681
Diâmetro Interno da aresta de entrada	D_{4i}	0,5937m
Diâmetro Externo da coroa externa	D_{3e}	0,7652m
Diâmetro Médio entre D_{4e} e D_{4i}	D_{4m}	0,6309m
Velocidade média de entrada	u_{4m}	14,86m/s
Velocidade na entrada das pás	c_m	6,26m/s
Velocidade	$c_{u_{4m}}$	13,75m/s
Ângulo de inclinação da pá na entrada do rotor	β_{4m}	79,94°

Com a correção, o valor de β_{4m} foi de 79,94°, sendo então superior a 70 e inferior a 90°, satisfazendo as condições colocadas por Henns (2012). O passo seguinte foi o desenho e modelagem computacional de acordo como dimensionado.

A resolução das equações de Henn (2012) foram utilizadas para a elaboração das linhas das arestas da coroa interna e coroa externa do rotor.

A partir das equações e cálculos realizados, foi desenhado no software SOLIDWORKS o traçado das linhas com as características da superfície média da pá do rotor conforme apresenta a Fig. 5.

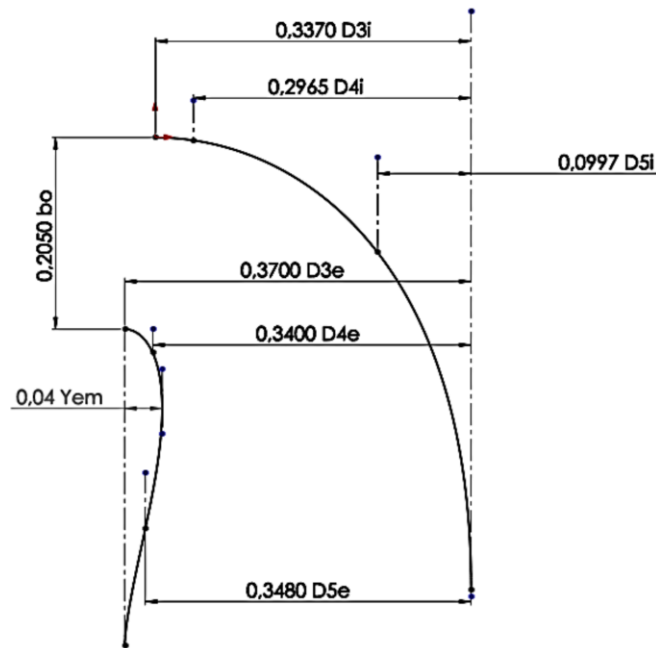


Figura 5: Superfície média da pá do rotor Francis.

Nesta etapa do dimensionamento foi possível estimar a potência máxima no eixo, adotando n_i igual a 0,91 e m igual a 0,95, conforme Henn (2012).

A próxima etapa consistiu em definir em quantas partes iguais (s_j) é dividida a aresta de pressão e de sucção da pá do rotor. Foi preciso realizar a medição do comprimento total da aresta de pressão e de sucção da pá do rotor, através da ferramenta avaliar medida do software SolidWorks. Neste dimensionamento foi dividida em cinco partes, considerando que essa divisão fornece uma aproximação satisfatória. A Tabela 1 apresenta o valor para cada ponto.

Tabela 2. Valores de s_j .

s_j	Comprimento na aresta de pressão (m)	Comprimento na aresta de sucção (m)
1	0	0
2	0,048	0,08
3	0,135	0,25
4	0,205	0,37
5	0,240	0,42

A seguir foi realizado a medição do raio da coroa interna (r_i) e o raio da coroa externa (r_e), conforme a Figura 6.

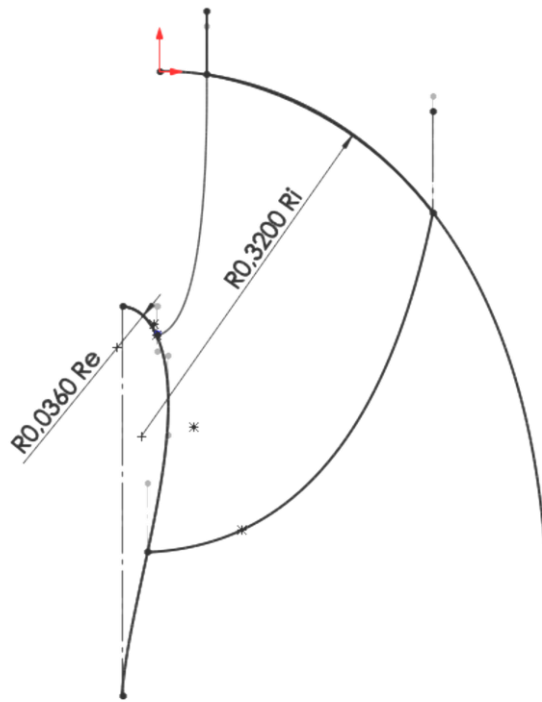


Figura 6: Valores de re e ri.

Posteriormente foram calculados os valores de c_{mj}/c_{m4i} e k_{mj} , através das equações (29) e (30), o valor de D_j é obtido através de medição no SolidWorks. Os resultados são para a aresta de pressão da pá do rotor (Figura 7).

Ponto	$s_j (m)$	$\frac{c_{mj}^*}{c_{m4i}^*}$	$D_j (m)$	$k_j (m)$
4i	0	1	0,5930	0,5930
4II	0,048	1,0693	0,5936	0,6347
4m	0,135	1,4040	0,6044	0,8490
4I	0,205	2,0129	0,6358	1,2790
4e	0,240	2,5265	0,6800	1,7180

Figura 7: Valores de C_{mj}^* , C_{m4i}^* , k_j e D_j para a aresta de pressão.

Para o dimensionando o diâmetro do tubo de corrente médio na aresta de pressão da pá do rotor foram resolvidos os equacionamentos, adotado o $fem = 0,95$, (HENN, 2012). Onde fem = fator de estrangulamento (adimensional).

Na aresta de sucção da pá do rotor foram aplicadas as equações de Henn (2012); em seguida foi realizado o dimensionamento do tubo de corrente médio na aresta de sucção da pá

do rotor, considerando de $D_m = 0,396\text{m}$, que corresponde à distância do eixo até o ponto médio da aresta de sucção, sendo medido no software SolidWorks através da ferramenta “avaliar medida”. Os valores calculados são apresentados no quadro da Figura 8. O valor calculado do diâmetro do tubo de corrente médio é $b_m = 0,12\text{m}$.

Ponto	$s_j \text{ (m)}$	$\frac{C_{mj}^*}{C_{m4i}^*}$	$D_j \text{ (m)}$	$k_j \text{ (m)}$
5i	0	1	0,2000	0,2000
5II	0,08	1,1156	0,2400	0,2680
5m	0,25	1,9228	0,3800	0,7310
5I	0,37	3,6449	0,5900	2,1500
5e	0,42	5,0641	0,6922	3,5050

Figura 8: Valores de C_{mj}^* , $C_{m4i,kj}^*$ e D_j para a aresta de sucção.

Com os valores de b_m na aresta de entrada e na aresta de sucção foi realizado o desenho dos demais tubos de corrente. Foram determinados três tubos de corrente, resultando em cinco linhas de corrente conforme Figura 9.

Quanto maior a quantidade de tubos de corrente e linhas de corrente, menores serão as perdas de rendimento do rotor, porém será necessário um número proporcional de cálculos a ser realizados.

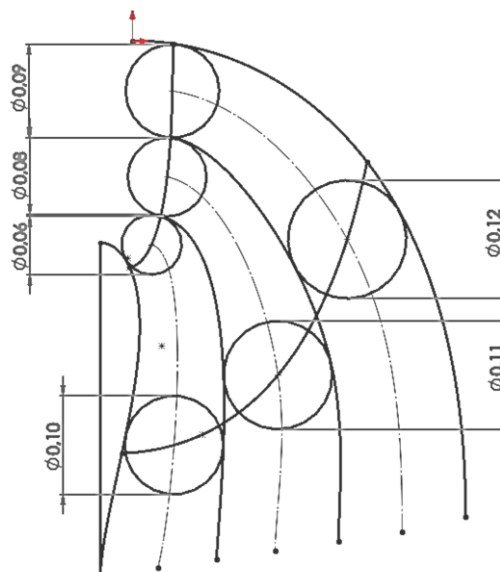


Figura 9: Tubos e linhas de corrente.

3.3 Traçado das Verdadeiras Grandezas das Linhas de Corrente

Neste item foi realizado o traçado em verdadeira grandeza das linhas de corrente. Neste traçado é apresentado o traçado real que cada uma das linhas de corrente da pá do rotor deve apresentar.

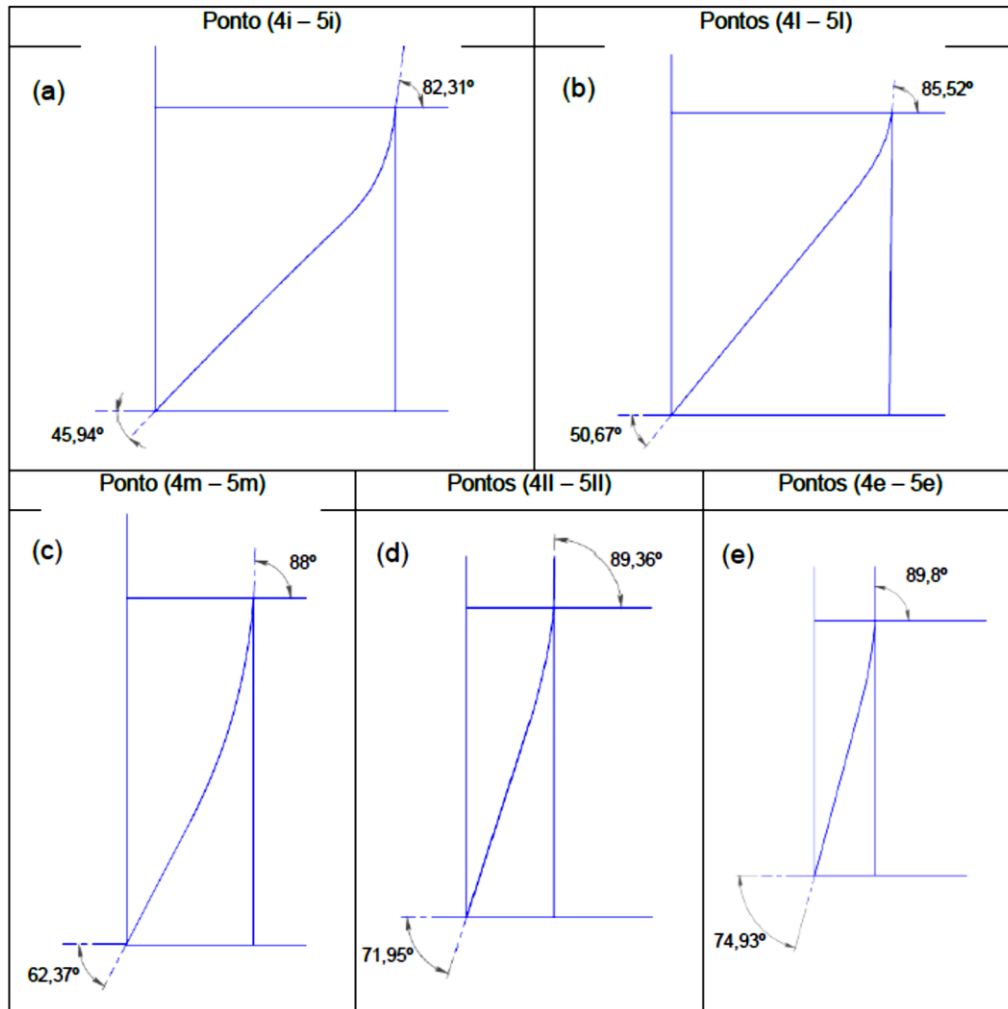


Figura 10: Traçado em verdadeira grandeza para cada linha de corrente.

Na Figura 8 foram realizados os traçados em verdadeira grandeza, a Figura 10 (a) corresponde ao traçado em verdadeira grandeza da linha de corrente no ponto 4i – 5i, correspondente a coroa interna. A Figura 10 (b) corresponde ao traçado em verdadeira grandeza do ponto 4I – 5I, correspondente a primeira linha de corrente que foi determinado no dimensionamento. A Figura 10 (c) corresponde ao traçado em verdadeira grandeza do ponto 4m – 5m, que equivale a linha de corrente média da pá do rotor. A Figura 10 (d) corresponde à segunda linha de corrente que foi determinado no dimensionamento e a Figura 10 (e) corresponde ao traçado em verdadeira grandeza da linha de corrente equivalente à coroa externa do rotor.

Efetuada os cálculos, foram modelas das pás do rotor e os dados são apresentados a seguir.

4 RESULTADOS E DISCUSSÕES

Nesta etapa são apresentados os resultados do modelamento em 3D da pá do rotor, da coroa interna, coroa externa e montagem do rotor hidráulico do tipo Francis, sendo feito a simulação computacional. A empresa Hidrodidática Equipamentos Educacionais forneceu o material e realizou a montagem das peças e da bancada.

4.1 Desenho da Pá do Rotor

O modelamento da pá do rotor implicou na utilização de recursos avançados do SOLIDWORKS. Partindo dos perfis sobre as linhas de corrente, utilizou-se a ferramenta “Superfície por Loft” para gerar uma casca das superfícies de pressão e sucção da pá do rotor, em seguida empregou-se a ferramenta “Costurar Superfície” para unir as superfícies de pressão, sucção, topo superior e topo inferior.



Figura 11: Pá do rotor hidráulico.

Para finalizar a modelagem da pá do rotor, utilizou-se a ferramenta “Preenchimento”, para converter as superfícies que estão em forma de casca, em um corpo sólido e capaz de apto a ser realizada a simulação. A Figura 11 apresenta o modelamento final da pá do rotor hidráulico.

4.2 Desenho e montagem da turbina

No modelamento da coroa interna e coroa externa do rotor utilizou-se a ferramenta “Ressalto/base revolucionado”, a Figura 12 apresenta a vista isométrica em corte da coroa interna e coroa externa do rotor.

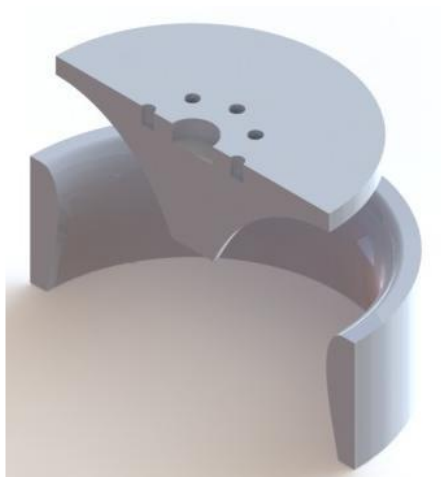


Figura 12: Vista isométrica em corte da coroa interna e externa do rotor.

Após, foi realizada a montagem das pás do rotor na coroa interna e coroa externa. No equacionamento foram determinadas 12 pás como provisório, para a montagem final do rotor, são adotadas o mesmo número.

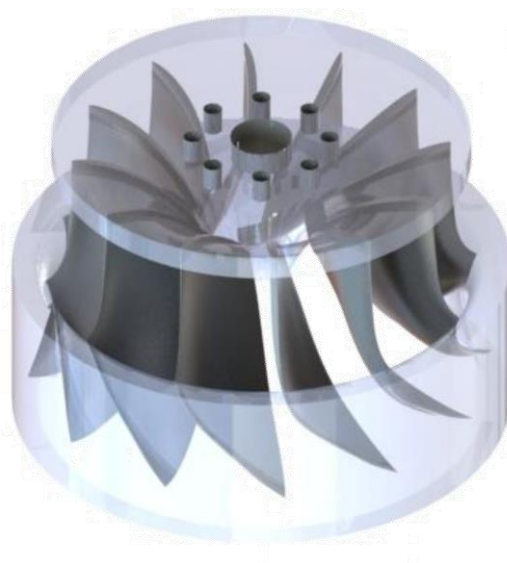


Figura 13: Vista isométrica da montagem das pás no rotor.

O processo de montagem consiste no posicionamento da primeira pá e a aplicação da ferramenta “padrão circular” para posicionar as 12 pás, conforme a Figura 13.



Figura 14: Vista isométrica da turbina Francis.

Para finalizar a montagem da turbina hidráulica Francis, foi realizada a montagem do rotor no caracol e no tubo de sucção, resultando na montagem final e estando pronto para o processo de simulação de escoamento do fluido (Figura 14).

Após a montagem da turbina, esta foi incluída na bancada para fins didáticos, conforme ilustra a Figura 15.

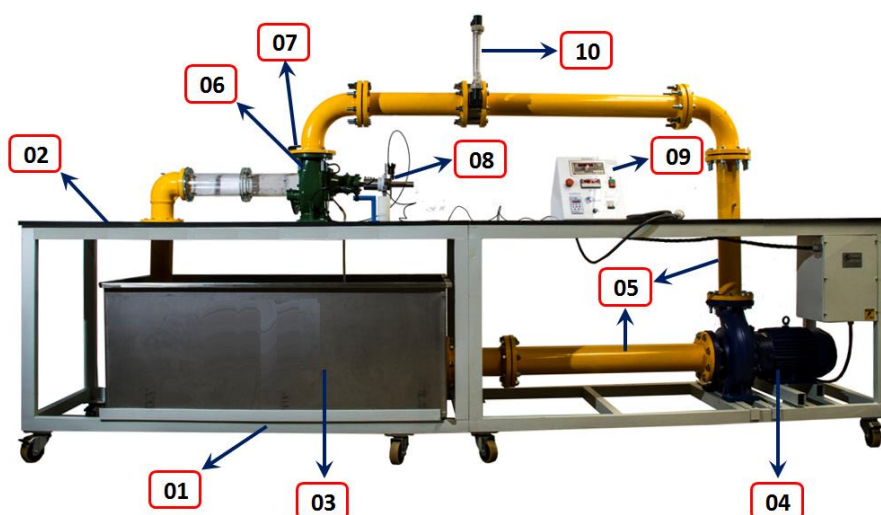


Figura 15: Bancada de Turbina Francis.

No esquema apresentado na figura, os componentes foram elaborados em conjunto com os autores e a empresa Hidrodidática, a saber: 1- Estrutura Metálica (perfis de aço SAE 1020 com 5 mm de espessura); 02 – Tampo em MDF com Acabamento de Fórmica; 03 – Tanque reservatório de 660L; 04 – Bomba Hidráulica, marca KSB modelo MEG100-200F com potência de 12,5 CV, 4 polos, trifásica; 05 – Tubulação de Sucção e Recalque (Aço Galvanizado com 125 mm (5”) de diâmetro incluindo flange de conexão com o reservatório e com a bomba); 06 – Conjunto da Turbina Francis – Carcaça / Rotor; 07 – Distribuidor (anel de aço sobre o qual são instaladas uma ou mais palhetas móveis cuja função é modificar o volume e o ângulo de ataque da água sobre as palhetas do rotor); 08 – Freio Dinamométrico

que possibilitará simular a variação do consumo da energia fornecida ao gerador; 09 – Painel de Comando em placas de acrílico brancas dobradas; 10 – Rotâmetro, que indica a vazão volumétrica; 11 – Conjunto Manifold com Manômetros de Bourdon, dotado de três manômetros de Bourdon da SALCAS para possibilitar a determinação de pressão manométrica direta.

5 CONSIDERAÇÕES FINAIS

O dimensionamento de um rotor hidráulico do tipo Francis, a partir de equações matemáticas elaborando o memorial de cálculo que possibilitou a elaboração do modelo da pá em 3D através do *software SolidWorks*, sendo eficaz na realização da modelagem com a aplicação de ferramentas adequadas.

Foi possível determinar que os pontos de maior velocidade se encontrem próximas às arestas de saída da pá do rotor, o que justifica o aparecimento das baixas pressões do fluido nesta mesma região.

A combinação das zonas de altas velocidades e de baixas pressões possibilitou a análise dos possíveis pontos de ocorrência de cavitação. A localização destes pontos de tendência à ocorrência de cavitação, não afetará o rotor dimensionado.

6 AGRADECIMENTOS.

Os autores agradecem à Pontifícia Universidade Católica de Minas Gerais (PUC Minas), à Fundação de Amparo à Pesquisa do Estado de Minas Gerais (FAPEMIG) e ao Conselho Nacional de Desenvolvimento Científico e Tecnológico (CNPq).

REFERENCIAS

ACIOLI, J. L. Fontes de Energia. Brasília: Editora UnB, 1994.

AGÊNCIA NACIONAL DE ENERGIA ELÉTRICA (ANEEL) – Banco de Informações de Geração – Usinas do tipo PCH em Operação. Disponível em:
<<http://www.aneel.gov.br/aplicacoes/capacidadebrasil/GeracaoTipoFase.asp?tipo=5&fase=3>>
Acesso em: 10 abr. 2012.

_____. Usinas do tipo PCH em Construção. Disponível em:
<<http://www.aneel.gov.br/aplicacoes/capacidadebrasil/GeracaoTipoFase.asp?tipo=5&fase=2>>
Acesso em: 10 abr. 2012.

BRAN, R.; SOUZA, Z. Máquinas de Fluxo : turbinas, bombas e ventiladores. 2 ed. Rio de Janeiro: Ao livro Técnico, 1980.

HENN, É. L. Máquinas de Fluido. Santa Maria: Editora UFSM, 2012.

MICHELS, A. Sistemática para Implementação e Avaliação do Funcionamento de Micro Usina Hidrelétrica no Interior do Rio Grande do Sul. Porto Alegre: PROMEC/UFRGS, 1991. Dissertação (Mestrado em Engenharia) – Universidade Federal do Rio Grande do Sul, 1991.

MINISTÉRIO DE MINAS E ENERGIA (MME) – Publicações – Balanço Energético Nacional – BEN: Disponível em:

< http://www.mme.gov.br/mme/menu/todas_publicacoes.html > Acesso em: 10 abr. 2012.

_____Matriz Energética Nacional - MEN: Disponível em:

<http://www.mme.gov.br/mme/menu/todas_publicacoes.html> Acesso em: 10 abr. 2012.

_____Plano Nacional de Energia 2030 – PNE 2030: Disponível em:

<http://www.mme.gov.br/mme/menu/todas_publicacoes.html> Acesso em: 10 abr. 2012.

REIS, L. B. Geração de Energia Elétrica. 2 ed. Barueri: Editora Manole, 2011.

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

SOUZA, Z. Projetos de Máquinas de Fluxo: tomo III, turbinas hidráulicas com rotores tipo francis. Rio de Janeiro: Editora Interciência: Minas Gerais: Editora Acta, 2011.