



Universidade de Brasília – UnB
Faculdade UnB Gama – FGA
Engenharia de Energia

Avaliação Experimental em Modelo Reduzido da Turbina Hidráulica Indalma

Autor: Danilo dos Santos Oliveira
Orientador: Dr. Luciano Gonçalves Noleto

Brasília, DF
2014



Danilo dos Santos Oliveira

Avaliação Experimental em Modelo Reduzido da Turbina Hidráulica Indalma

Monografia submetida ao curso de graduação em Engenharia de Energia da Universidade de Brasília, como requisito parcial para obtenção do Título de Bacharel em Engenharia de Energia.

Universidade de Brasília – UnB

Faculdade UnB Gama – FGA

Orientador: Dr. Luciano Gonçalves Noleto

Brasília, DF

2014

Danilo dos Santos Oliveira
Avaliação Experimental em Modelo Reduzido da Turbina Hidráulica Indalma/
Danilo dos Santos Oliveira. – Brasília, DF, 2014-
57 p. : il. (algumas color.) ; 30 cm.

Orientador: Dr. Luciano Gonçalves Noleto

Trabalho de Conclusão de Curso – Universidade de Brasília – UnB
Faculdade UnB Gama – FGA, 2014.

1. Turbina Indalma. 2. Curvas de Desempenho. I. Dr. Luciano Gonçalves Noleto. II. Universidade de Brasília. III. Faculdade UnB Gama. IV. Avaliação Experimental em Modelo Reduzido da Turbina Hidráulica Indalma

CDU: 621.224

CESSÃO DE DIREITOS

NOME DO AUTOR: Danilo dos Santos Oliveira

TÍTULO: Avaliação Experimental em Modelo Reduzido da Turbina Hidráulica Indalma

GRAU / ANO: Bacharel / 2014

À Universidade de Brasília é permitida a menção, reprodução parcial ou integral e a transmissão entre bibliotecas deste trabalho, sem modificação de seu texto, em qualquer meio que esteja ou venha a ser fixado, para pesquisa acadêmica, comentários e citações, desde que sem finalidade comercial. O autor reserva outros direitos de publicação e nenhuma parte deste trabalho de conclusão de curso pode ser reproduzida sem a autorização por escrito do autor.



Avaliação Experimental em Modelo Reduzido da Turbina Hidráulica Indalma

Danilo dos Santos Oliveira

Monografia submetida como requisito parcial para obtenção do Título de Bacharel em Engenharia de Energia da Faculdade UnB Gama - FGA, da Universidade de Brasília, em 28/11/2014 apresentada e aprovada pela banca examinadora abaixo assinada:

Prof. Dr. Luciano Gonçalves Noletto,
UnB/FGA
Orientador

Prof. Dr. Rudi Henri van Els,
UnB/FGA
Membro Convidado

Prof. MSc. Thiago Fernandes Oliveira,
UnB/FGA
Membro Convidado

Brasília, DF

2014

AGRADECIMENTOS

A Deus.

Aos meus pais, Francisco e Livramento, pelo incondicional apoio e compreensão.

As minhas irmãs, Letícia e Juana, pelos momentos inesquecíveis de felicidade.

A Juana Leine por reduzir os “crimes” à Língua Portuguesa.

A minha namorada.

Aos meus amigos e colegas de profissão, José Henrique e Jackson Paz.

Ao professor orientador, Luciano Gonçalves Noletto, pela sua orientação, disponibilidade e cordialidade de sempre.

Aos professores da Faculdade UnB Gama que me sempre demonstraram ser ótimas pessoas além de excelentes profissionais durante toda a minha graduação, em especial aos professores Cristiano Jacques Miosso Rodrigues Mendes, Sérgio Costa Ulhoa, André Luiz Almeida Penna e à professora Suélia de Siqueira Rodrigues Fleury Rosa.

Àqueles que participaram ativamente deste trabalho: Rudi Henri van Els, Rodrigo de Oliveira Calixto, Nigel Sloom, Ramsay Mac Donald, Jéssica Rocha Gama, Olga Lucia Sanchez Santander e Maria Eugênia Carvalho.

Aos meus amigos e colegas que me acompanharam no decorrer de toda a graduação.

A todos que de alguma forma me auxiliaram neste trabalho.

Death is a natural part of life. Rejoice for those around you who transform into the Force. Mourn them do not. Miss them do not. Attachment leads to jealousy. The shadow of greed that is.

What must I do, Master Yoda?

Train yourself to let go ... of everything you fear to lose.

(Yoda e Anakin - Star Wars: Episode III)

RESUMO

A turbina hidráulica, desenvolvida pela empresa Indalma, foi responsável pelo suprimento de energia elétrica para mais de 2.200 famílias na região Amazônica, que não eram atendidas pela concessionária de energia elétrica até 2010. Ressalta-se que essa tecnologia, patenteada em 2006, foi aperfeiçoada mediante desenvolvimento empírico da turbina Francis. A hipótese inicial deste trabalho é que a alteração na geometria realizada na turbina Indalma em 2013 melhorou seu rendimento em valores superiores a 70%. O objetivo geral deste trabalho é realizar a avaliação experimental em modelo reduzido da turbina Indalma, para caracterizar seus limites de funcionamento sem tubo e com tubo de sucção reto cilíndrico. Para tal, foi desenvolvida uma bancada para ensaios experimentais em pico-turbinas hidráulicas instalada no laboratório de TermoFluidos da Faculdade UnB Gama, adotando as normas da ABNT e as recomendações técnicas dos fabricantes. Como resultados, são apresentadas as curvas de desempenho para os valores de vazão, potência e eficiência em função da rotação, avaliadas em valores de altura líquida de carga de $2mca$, $4mca$ e $6mca$. Conclui-se que esta turbina tem um potencial de utilização abrangente, visto que o seu rendimento máximo se manteve constante nos diversos limites ensaios e que a hipótese inicial foi confirmada, pois houve um aumento na eficiência de aproximadamente 7% sem o tubo de sucção e de 13% com o tubo de sucção.

Palavras-chaves: Curvas de desempenho. Turbina Indalma. Modelo reduzido. Propagação de incertezas.

ABSTRACT

The hydraulic turbine, developed by the company Indalma, was responsible for supplying electricity to over 2,200 households in the Amazon region, which were not served by the electric utility to 2010. It is noteworthy that this technology, patented in 2006, was enhanced by empirical development of the Francis turbine. The initial hypothesis is that the change in Indalma turbine geometry held in 2013 improved its efficiency in excess of 70% values. The overall goal of this work is the experimental evaluation in a reduced model of the turbine Indalma to characterize their limit without operation tube and cylindrical straight draft tube. To do this, stand for experimental tests on hydraulic peak-turbines installed in TermoFluidos lab at UNB Gama university was developed by adopting the ABNT and the technical recommendations of the manufacturers. As a result, performance curves for values of flow, power and efficiency depending on the rotation evaluated liquid height on values of load $2mca$, and $4mca$ $6mca$ are presented. It is concluded that this turbine has a potential for widespread use, since their maximum efficiency remained constant in different tests, and limits the initial hypothesis was confirmed as an increase in the efficiency of about 7% without the draft tube and 13% with the draft tube.

Key-words: Performance Curves. Indalma turbine. Reduced model. Propagation of uncertainties

LISTA DE ILUSTRAÇÕES

Figura 1 – Turbina Francis, (PLX, 2014).	17
Figura 2 – Turbina Kaplan, (PLX, 2014).	17
Figura 3 – Turbina Pelton, (FAEITCH, 2012).	18
Figura 4 – Vista isométrica da turbina Indalma.	19
Figura 5 – Visualização da turbina com e sem o tubo de sucção.	25
Figura 6 – Instalação para ensaio de turbinas hidráulicas	29
Figura 7 – Medidor de vazão eletromagnético.	30
Figura 8 – Vertedor triangular	31
Figura 9 – Vista isométrica turbina Kaplan.	37
Figura 10 – Turbina Indalma com freio de prony	38
Figura 11 – Suporte para o sensor eletromagnético.	38
Figura 12 – Vertedor triangular.	39
Figura 13 – Rendimento vs Rotação.	39
Figura 14 – Potência vs Rotação.	39
Figura 15 – Turbina Indalma – rendimento vs rotação sem tubo de sucção	40
Figura 16 – Turbina Indalma – potência de eixo vs rotação sem tubo de sucção	41
Figura 17 – Saída da turbina Indalma	41
Figura 18 – Turbina Indalma - Altura de sucção	42
Figura 19 – Turbina Indalma saída com tubo de sucção	42
Figura 20 – Turbina Indalma – rendimento vs rotação, com tubo de sucção	43
Figura 21 – Turbina Indalma – Influência do tubo de sucção na relação potência de eixo vs rotação	44
Figura 22 – Turbina Indalma – Diagrama de Colina	45
Figura 23 – Vertedor triangular	51
Figura 24 – Instalação para ensaio de turbinas hidráulicas	56

LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS

ABNT	Associação Brasileira de Normas Técnicas
BEN	Balanco Energético Nacional
CAD	<i>Computer aided design</i>
COBENGE	Congresso Brasileiro de Educação em Engenharia
EPE	Empresa de Pesquisa Energética
ELETROBRÁS	Centrais Elétricas Brasileiras S.A.
FGA	Faculdade UnB Gama
GCH	Grandes Centrais Hidrelétrica
IBGE	Instituto Brasileiro de Geografia e Estatística
IEC	<i>International Electrotechnical Commission</i>
INCRA	Instituto Nacional de Colonização e Reforma Agrária
Inmetro	Instituto Nacional de Metrologia, Qualidade e Tecnologia
LabMov	Laboratório de Ensaio em Móveis
MME	Ministério de Minas e Energia
mca	Metro de Coluna d'água
<i>mCH</i>	Mini Central Hidrelétrica
NBR	Norma Brasileira adotada pela ABNT
<i>PCH</i>	Pequena Central Hidrelétrica
<i>pCH</i>	Pico Central Hidrelétrica
<i>UHE</i>	Usina Hidrelétrica
<i>UnB</i>	Universidade de Brasília
μ <i>CH</i>	Micro Central Hidrelétrica

LISTA DE SÍMBOLOS

Símbolos Latinos

C_H	Coeficiente de altura de carga (-)
C_Q	Coeficiente de vazão (-)
C_P	Coeficiente de potência (-)
D	Dimensão linear característica, diâmetro (m)
F_1, F_2	Força (N)
g	Aceleração gravitacional ($m \cdot s^{-2}$)
G	Grau de reação (-)
h	Altura da carga hidráulica no vertedor (m)
h_1, h_2, h_3	Perda de carga (m)
h_v	Pressão de vapor da água (mca)
H	Altura Líquida de carga, altura de queda líquida (m)
H_b	Pressão barométrica local (mca)
H_d	Queda disponível na entrada da turbina (m)
H_r	Queda disponível na saída da turbina (m)
H_s	Altura de sucção (m)
n	Rotação da turbina (rpm)
n_s	Rotação específica (rpm)
P_a	Pressão atmosférica (Pa)
P_1, P_2	Pressão (Pa)
P_e	Potência de Eixo (W)
P_h	Potência hidráulica (W)
Q	Vazão volumétrica ($m^3 \cdot s^{-1}$)
r	Raio (m)

R_e	Número de Reynolds (-)
u	Velocidade média do fluido ($m \cdot s^{-1}$)
v_1, v_2, v_3	Velocidade média nas sessões 1, 2 e 3 ($m \cdot s^{-1}$)
z_1, z_2	Nível topográfico (m)

Símbolos Gregos

α	Medida angular ($^\circ$)
γ	Peso específico ($N \cdot m^{-3}$)
δX	Incerteza de uma grandeza X (-)
η	Rendimento total (-)
η_h	Rendimento hidráulico (-)
θ	Medida angular ($^\circ$)
ν	Coefficiente de viscosidade cinemática ($m^2 \cdot s^{-1}$)
ρ	massa específica ($kg \cdot m^{-3}$)
σ	Coefficiente de cavitação (-)
ψ	Desvio padrão amostral (-)
τ	Torque ($N \cdot m$)
ω	Velocidade angular ($rad \cdot s^{-1}$)
Π_1, Π_2, Π_3	Grupos pi do <i>Teorema Pi de Buckingham</i>

SUMÁRIO

1	INTRODUÇÃO	14
1.1	MOTIVAÇÃO	14
1.2	PROBLEMA	15
1.3	HIPÓTESE	15
1.4	OBJETIVO	16
1.5	ESTADO DA ARTE	16
1.5.1	Turbina Indalma	19
2	REFERENCIAL TEÓRICO	20
2.1	ANÁLISE DIMENSIONAL E DE SEMELHANÇA	21
2.2	CLASSIFICAÇÃO DAS TURBINAS	23
2.3	CAVITAÇÃO	24
2.4	TUBO DE SUÇÃO	24
3	INSTALAÇÃO PARA TURBINAS HIDRÁULICAS	28
3.1	NORMAS TÉCNICAS	28
3.2	DESCRIÇÃO DA INSTALAÇÃO HIDRÁULICA	28
3.3	INSTRUMENTAÇÃO	30
3.3.1	Pressão	30
3.3.2	Vazão volumétrica	30
3.3.3	Rotação	31
3.3.4	Torque	32
3.4	ESTUDO SOBRE PROPAGAÇÃO DE INCERTEZAS	32
3.4.1	Instrumentação	32
3.4.2	Incerteza nas Equações	34
3.5	A INSTALAÇÃO HIDRÁULICA NO ENSINO DE ENGENHARIA	36
4	RESULTADOS E ANÁLISES	37
4.1	INSTALAÇÃO PARA TURBINAS HIDRÁULICAS	38
4.2	AVALIAÇÃO EXPERIMENTAL DA TURBINA INDALMA	39
4.2.1	Curvas característica sem tubo de sucção	40
4.2.2	Curvas característica com tubo de sucção	42
5	CONCLUSÕES E TRABALHOS FUTUROS	46
	REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS	47

APÊNDICE A – MEDIÇÃO DE VAZÃO VOLUMÉTRICA	50
APÊNDICE B – AVALIAÇÃO EXPERIMENTAL DAS PERDAS DE CARGA EM ESCOAMENTOS INTERNOS	53
APÊNDICE C – ANÁLISE DE EFICIÊNCIA	55

1 INTRODUÇÃO

1.1 MOTIVAÇÃO

O acesso à energia elétrica é um fator preponderante para o desenvolvimento de uma sociedade. Este desenvolvimento pode ser social, econômico e tecnológico. Entretanto, são muitas as áreas no Brasil que não possuem acesso à energia elétrica na forma vista em grandes centros urbanos, conforme evidenciado no CENSO 2010, na região Norte 24,1% dos domicílios rurais não possuíam energia elétrica.

Na Região Amazônica, as longas distâncias, os obstáculos naturais, as dificuldades de acesso e a baixa densidade populacional dificultam o atendimento de grande parte da população pelo sistema convencional de distribuição. Por outro lado, o atendimento alternativo, com sistemas térmicos a diesel, muito utilizados na Região, apresentam custos elevados associados à operação e manutenção e à logística de distribuição do combustível (EPE, 2013).

Os Sistemas Isolados Brasileiros, predominantemente térmicos e majoritariamente localizados na região Norte do Brasil, atendem a uma área de 45% do território e cerca de 3% da população nacional, ou seja, a aproximadamente 1,2 milhão de consumidores, (ELETROBRÁS, 2014).

Conforme resultados disponíveis em (MICHELS, 1991), o potencial disponível para a construção de grandes centrais hidroenergéticas, no Brasil, está praticamente esgotado. Restam os grandes aproveitamentos da região Amazônica, com um alto custo para o quilowatt instalado e inundação de grandes áreas florestais ou agrícolas. Além das consequências sociais e ecológicas, os próprios componentes metálicos das centrais podem ser afetados por gases corrosivos provenientes da decomposição do material vegetal inundado.

Para vencer as dificuldades de eletrificar as comunidades rurais isoladas da Amazônia, o Ministério de Minas e Energia (MME), no âmbito do Programa Nacional de Universalização do Acesso e Uso da Energia Elétrica - LUZ PARA TODOS , promoveu uma série de atividades destinadas ao desenvolvimento e implantação de projetos de geração de energia elétrica de pequeno porte e à capacitação de profissionais, principalmente das concessionárias da Região, para a implantação de soluções energéticas alternativas a partir de fontes renováveis de energia, (FILHO et al., 2008) e (FILHO, 2006).

Dentro desse contexto, a utilização de pequenas e micro centrais hidrelétricas ganha alta relevância. A viabilização de pequenos aproveitamentos hidroenergéticos, de baixo custo, reduzido impacto ambiental (em sistemas isolados ou interligados), podem se tornar altamente vantajosos principalmente para o desenvolvimento do meio rural.

Conforme exposto em (ELS et al., 2010), a Superintendência Regional do Instituto de Colonização e Reforma Agrária (INCRA) e a Prefeitura de Santarém elaboraram um projeto que visava atender os assentamentos de reforma agrária na região Amazônica. A iniciativa resultou na instalação de seis mini centrais hidrelétricas (*mCH*), com capacidade total instalada de 820kVA, conforme exposto na Tab. (1).

Tabela 1 – Empreendimento INCRA – (*mCH*)

Empreendimento	Município	Capacidade
Corta	Santarém	150kVA
Água Azul	Santarém	120kVA
Piranha	Santarém	150kVA
São João e Santo Antônio	Santarém	150kVA
Santa Rita	Placas	90kVA
Santa Sombra	Placas	160kVA

Fonte: (ELS et al., 2010).

A turbina Indalma, utilizada nestes empreendimentos, é uma turbina inventada, patenteada e desenvolvida pela empresa Indalma, localizada em Santarém (PA). Ela tem uma fabricação muito simples e robusta, fabricada quase artesanalmente, porém é capaz de suportar com tranquilidade as condições de trabalho na região Amazônica e apresenta rendimentos razoáveis, considerando-se as alturas de quedas e vazões disponíveis nesta região, (FILHO, 2006).

Os resultados disponíveis em (ELS et al., 2010), mostram que esta turbina já foi instalada em diversas localidades da região Norte do Brasil e, atualmente, é responsável pelo suprimento de energia elétrica para mais de duas mil e duzentas famílias, que não são atendidas pela concessionária de energia elétrica.

Resultados disponíveis em (FILHO; NOGUEIRA; MARCUCCI, 2006), mostraram que o rendimento desta turbina é da ordem de 70%, no ponto ótimo de operação.

1.2 PROBLEMA

A turbina Indalma sofreu uma alteração geométrica em 2013 para melhorar o seu rendimento, baseado no estudo realizado por (FILHO; NOGUEIRA; MARCUCCI, 2006), após esta data, não foram determinadas suas curvas características, conforme informado pelo detentor da patente.

1.3 HIPÓTESE

Este trabalho tem como hipótese que a alteração na geometria da turbina Indalma melhorou seu rendimento.

1.4 OBJETIVO

1.2.1 Objetivo Geral

Este trabalho tem por objetivo geral realizar a avaliação experimental em modelo reduzido da turbina Indalma para verificar a hipótese inicial.

1.2.1 Objetivos Específicos

Desenvolver uma bancada para ensaios experimentais em pico-turbinas hidráulicas (até $20kW$), instalando-a no laboratório de TermoFluidos da Faculdade UnB Gama – FGA e realizar o estudo sobre a propagação de incerteza no que se refere à instrumentação e às equações utilizadas.

Desenvolver as curvas de desempenho para alturas líquidas de carga de $2mca$, $4mca$ e $6mca$ na turbina Indalma sem tubo de sucção e com tubo de sucção reto cilíndrico.

Preparar a bancada como recurso didático para disciplinas ministradas na FGA, desenvolvendo três roteiros experimentais.

1.5 ESTADO DA ARTE

A classificação das centrais hidrelétricas é definida no manual de Pequenas Centrais Hidrelétricas, (ELETROBRÁS, 2013). Neste trabalho é adotada uma sugestão de classificação que inclui as pico-centrais hidrelétricas, esta classificação é exposta na Tab. (2).

Tabela 2 – Classificação das centrais hidrelétricas

Classificação	Potência
Grandes Centrais Hidrelétricas (<i>GCH</i>)	Acima de $50MW$
Médias Centrais Hidrelétricas (<i>UHE</i>)	De 30 e $50MW$
Pequenas Centrais Hidrelétricas (<i>PCH</i>)	De 1 e $30MW$
Mini Centrais Hidrelétricas (<i>mCH</i>)	De 100 até $1000kW$
Micro Centrais Hidrelétricas (μCH)	De 20 até $100kW$
Pico Centrais Hidrelétricas (<i>pCH</i>)	Até $20kW$

Fonte: (FILHO; GALHARDO, 2006).

As centrais hidrelétricas são empreendimentos que possibilitam a conversão da energia hidráulica (a energia de pressão e a energia cinética) de um fluido em energia elétrica, essa conversão acontece utilizando o conjunto turbina/gerador.

As turbinas hidráulicas são máquinas motrizes, que realizam a conversão da energia hidráulica de um fluido em energia mecânica na forma de torque e velocidade de rotação.

Os principais tipos de turbinas hidráulicas são as Francis, as Axiais e as Pelton.

A turbina Francis, Fig. (1), é caracterizada por um rotor de pás fixas que recebe o fluxo, na direção radial, e o orienta na direção axial para o tubo de sucção, transformando a energia hidráulica disponível em energia mecânica, traduzida pelo torque no eixo. O tipo do rotor varia de acordo com a relação queda e vazão. Quanto maior for a queda e menor for a vazão, mais lento será o rotor. Por outro lado, quanto menor for a queda e maior for a vazão mais rápido será o rotor (FILHO et al., 2008).

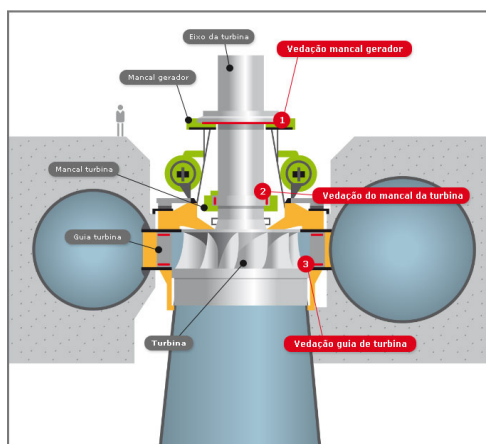


Figura 1 – Turbina Francis, (PLX, 2014).

As turbinas axiais são constituídas basicamente por um rotor em forma de hélice que, conforme o caso, pode ter pás fixas (turbinas hélice) ou pás móveis (turbinas Kaplan), Fig. (2).

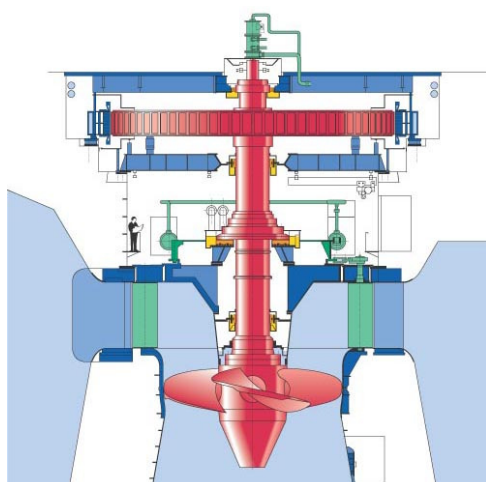


Figura 2 – Turbina Kaplan, (PLX, 2014).

A característica principal dessa máquina é que o escoamento entra no rotor na direção axial e este o orienta também na direção axial para o tubo de sucção. A turbina com rotor Kaplan tem suas pás móveis associadas a um sistema de controle que as ajusta,

variando o ângulo de ataque, de forma a adequá-las ao ponto de operação do grupo gerador.

Para as turbinas axiais, Kaplan e hélice, existem outras variedades construtivas com eixo horizontal cujo escoamento do fluxo d'água se dá na direção axial, tais como as bulbo, Kaplan "S" e sifão. Pelo fato de serem de fabricação mais complexa, possuem custos de aquisição superiores aos dos demais tipos (FILHO et al., 2008).

A turbina Pelton, Fig. (3), é turbina do tipo de ação e é constituída por um rotor onde são fixadas conchas duplas com aresta diametral sobre a qual incide o jato d'água, produzindo um desvio simétrico na direção axial buscando o equilíbrio dinâmico de forma a eliminar os esforços axiais (FILHO et al., 2008). Dependendo da potência da turbina, são utilizados um ou mais injetores distribuídos uniformemente na periferia do rotor.

Os injetores possuem válvulas com agulhas controladas pelo regulador de velocidade, que regulam a vazão da água que impulsiona o rotor e, conseqüentemente, controlam a potência produzida pela turbina com o mínimo de variação da frequência.

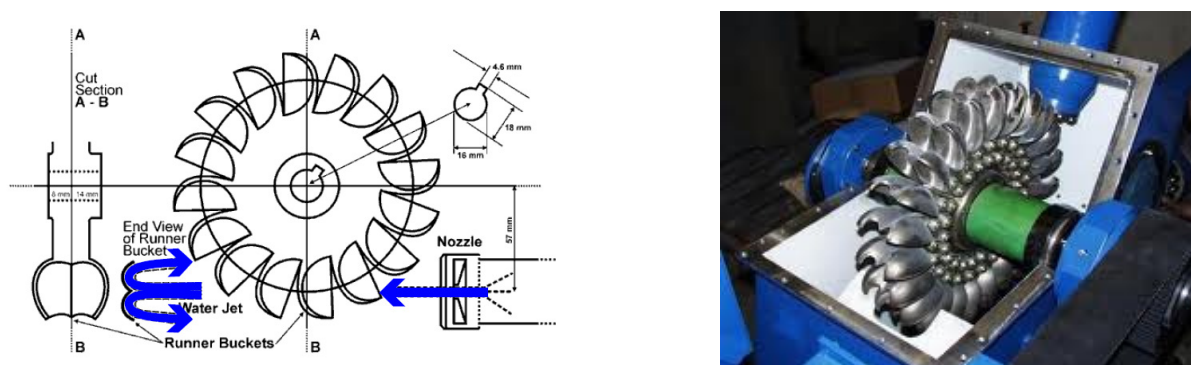


Figura 3 – Turbina Pelton, (FAEITCH, 2012).

Conforme exposto em (BARRETO et al., 2008), existem turbinas que, embora bastante utilizadas, são consideradas não convencionais. Elas apresentam como vantagens comuns: simplicidade construtiva, adequação à padronização, baixo custo, simplicidade de operação e manutenção, robustez dos componentes e bom comportamento em sistemas isolados. Como desvantagem elas apresentam rendimentos ligeiramente inferiores às turbinas tradicionais. Dentre as que se enquadram nessa categoria, pode-se citar a Turgo, a Michell-Banki, as hidrocinéticas e a turbina Indalma.

1.5.1 Turbina Indalma

A turbina Indalma, Fig. (4) ¹, no qual o presente trabalho se ancora, é uma turbina inventada, patenteada e desenvolvida pela empresa Indalma, localizada em Santarém (PA), ela foi desenvolvida para atender o segmento de turbinas hidráulicas em centrais hidrelétricas de pequeno porte.



Figura 4 – Vista isométrica da turbina Indalma.

Esta turbina é uma turbina de reação centrípeta-axial, de desenvolvimento empírico, desenvolvida a partir de uma turbina Francis.

Ela é composta de uma caixa espiral de seção triangular desprovida de pás diretrizes, por não possuir distribuidor ou sistema mecânico sofisticado para controle de vazão e potência, facilita a sua utilização em pequenos aproveitamentos hidrológicos. A água é direcionada para um rotor composto de duas seções. Na primeira, a seção das pás é constante e disposta na direção radial. No centro do rotor, a seção muda para uma disposição longitudinal.

¹ Modelo em CAD desenvolvido por Nigel Slood e Ramsay Mac Donald.

2 REFERENCIAL TEÓRICO

A potência hidráulica, Eq. (1), é a potência fornecida à turbina pelo fluido e é igual ao peso específico γ vezes a vazão volumétrica Q vezes o valor da altura líquida de carga H , NBR 228 (ABNT, 1990).

$$P_h = \gamma \cdot Q \cdot H \quad (1)$$

A altura de queda líquida H é a energia hidráulica ou altura líquida de carga disponível para a turbina, NBR 228. Ela pode ser calculada com o uso da diferença entre os trinômios de Bernoulli, Eq. (2).

$$H = \left(z_1 + \frac{P_1}{\gamma} + \frac{v_1^2}{2g} \right)_1 - \left(z_2 + \frac{P_2}{\gamma} + \frac{v_2^2}{2g} \right)_2 \quad (2)$$

Sendo g a aceleração gravitacional, os índices 1 e 2 indicam as posições de entrada e saída da turbina, os termos $(P_1$ e $P_2)$, $(v_1$ e $v_2)$ e $(z_1$ e $z_2)$ representam a pressão, a velocidade média e o nível topográfico, respectivamente.

A potência necessária para acionar o gerador é denominada potência de eixo P_e . Seu cálculo depende da determinação do momento motor (torque) fornecido pelo eixo da turbina e do número de rotações, conforme exposto na Eq. (3).

$$P_e = \omega \cdot \tau \quad (3)$$

Mediante resultados disponíveis em (WHITE, 2011) e (FOX, 2012), o rendimento da turbina é composto basicamente de três partes: volumétrico (perda do fluido causada pela fuga nas folgas entre a carcaça e o rotor); mecânico (perda de potência devido ao atrito mecânico nos mancais, nas gaxetas e outros pontos de contato na máquina) e o rendimento hidráulico que é definido pela Eq. (4).

$$\eta_h = \frac{H_t}{H} \quad (4)$$

O valor de H_t é a diferença de queda entre a entrada e a saída próximos a turbina, sendo composta de três partes: 1) Perdas por choque na entrada do rotor por causa da incidência imperfeita entre os ângulos do escoamento de entrada e das pás na entrada; 2) Perdas por atrito fluido (camada limite) nas partes internas do rotor; 3) Perdas por circulação causada pela orientação imperfeita entre os ângulos do escoamento de saída e das pás na saída.

Caso não houvesse perdas, a potência hidráulica P_h e a potência de eixo P_e seriam iguais, por consequência, o rendimento seria 100%. Porém temos que P_e é menor, e o

rendimento η da turbina pode ser calculado, também, pela Eq. (5).

$$\eta = \frac{P_e}{P_h} = \frac{\omega \cdot \tau}{\gamma \cdot Q \cdot H} \quad (5)$$

Devido a dificuldade em se medir cada tipo de rendimento individualmente, optou-se em utilizar a Eq. (5) neste trabalho.

Conforme resultados disponíveis em (MACINTYRE, 1983), a resistência que os líquidos oferecem ao escoamento é um fenômeno de inércia-viscosidade e é caracterizada pelo número de Reynolds (R_e), que exprime a relação entre as forças de inércia e as forças de cisalhamento atuantes durante o escoamento. O número de Reynolds pode ser calculado pela Eq.(6).

$$R_e = \frac{u \cdot D}{\nu} \quad (6)$$

Sendo u ($m \cdot s^{-1}$) a velocidade média do fluido na seção, D (m) dimensão linear característica do local onde se processa o escoamento, ν ($m^2 \cdot s^{-1}$) o coeficiente de viscosidade cinemática.

Para escoamentos que ocorrem em tubulações cilíndricas utilizando a água como fluido de trabalho, admite-se os valores do número de Reynolds entre 2.000 e 2.400 como limites. Desta forma, para o limite inferior, o fluxo será laminar, e, para o limite superior, o fluxo será turbulento. Entre estes dois valores, o fluxo é considerado como transitório, (HENN, 2006), (WHITE, 2011) e (FOX, 2012).

2.1 ANÁLISE DIMENSIONAL E DE SEMELHANÇA

A análise dimensional oferece um método para reduzir os problemas físicos complexos para a forma mais simples antes da obtenção de uma resposta quantitativa, (SONIN, 2001).

Uma parte fundamental deste tipo de análise é a sua aplicabilidade no conceito de semelhança, pois a variação dos rendimentos em turbinas semelhantes funcionando em condições análogas é bastante pequena, podendo-se admitir a igualdade dos rendimentos, (MACINTYRE, 1983).

Conforme resultados apresentados em (WHITE, 2011), as condições de escoamento para o teste de um modelo são completamente semelhantes se todos os parâmetros adimensionais relevantes tiverem os mesmos valores correspondentes para o modelo e para o protótipo.

Podemos analisar os parâmetros adimensionais abordando tipos particulares de semelhança, sendo as principais a geométrica, a cinemática e a dinâmica.

A Semelhança geométrica implica na proporcionalidade das dimensões lineares, igualdade de ângulo e nenhuma omissão ou adição de partes, (HENN, 2006).

A Semelhança cinemática requer que o modelo e o protótipo tenham a mesma razão de escala de comprimento e de tempo, (WHITE, 2011).

A Semelhança dinâmica ocorre quando o modelo e o protótipo têm as mesmas razões de escala de comprimento, escala de tempo e escala de força, (WHITE, 2011).

Para se evitar inconvenientes do grande número de condições, estuda-se qual das forças é a predominante no fenômeno que se quer estudar, (HENN, 2006). Nas máquinas de fluxo, em geral, a igualdade do número de Reynolds é a condição mais importante na semelhança dinâmica.

O Teorema Pi de Buckingham é um dos métodos existentes para reduzir um conjunto de variáveis dimensionais a um conjunto menor de grupos adimensionais, permitindo que os grupos pi sejam determinados em ordem sequencial sem recorrer a expoentes livres, (WHITE, 2011).

A potência fornecida pela turbina é uma função da massa específica, do diâmetro do rotor, da velocidade de rotação, da vazão volumétrica e da queda disponível. Aplicando o teorema pi e considerando as dimensões no formato massa, comprimento e tempo (MLT), temos que os grupos pi podem ser representados pelas Eq. (7), (8) e (9).

$$\Pi_1 = \rho^{a_1} n^{b_1} D^{c_1} Q = (ML^{-3})^{a_1} (T^{-1})^{b_1} (L)^{c_1} (L^3 T^{-1}) = M^0 L^0 T^0 \quad (7)$$

$$\Pi_2 = \rho^{a_2} n^{b_2} D^{c_2} g H = (ML^{-3})^{a_2} (T^{-1})^{b_2} (L)^{c_2} (L^2 T^{-2}) = M^0 L^0 T^0 \quad (8)$$

$$\Pi_2 = \rho^{a_3} n^{b_3} D^{c_3} P_e = (ML^{-3})^{a_3} (T^{-1})^{b_3} (L)^{c_3} (ML^2 T^{-2}) = M^0 L^0 T^0 \quad (9)$$

Em que P_e é a potência de eixo de saída, H é a altura líquida de carga, Q a vazão volumétrica de entrada, n a rotação do rotor, D o diâmetro do rotor, ρ é a massa específica do fluido utilizado.

A resolução do sistema de equações presentes nas Equações (7), (8) e (9), tem como resultado os seguintes parâmetros adimensionais: coeficiente de vazão (C_Q); coeficiente de altura de carga (C_H); coeficiente de potência (C_P), nas respectivas Equações (10), (11) e (12).

$$\Pi_1 = C_Q = \frac{Q}{n \cdot D^3} \quad (10)$$

$$\Pi_2 = C_H = \frac{g \cdot H}{n^2 \cdot D^2} \quad (11)$$

$$\Pi_3 = C_P = \frac{P_e}{\rho \cdot n^3 \cdot D^5} \quad (12)$$

2.2 CLASSIFICAÇÃO DAS TURBINAS

O grau de reação (*degree of reaction*) de uma turbina hidráulica é a relação entre a variação da energia de pressão estática e a variação total de energia no rotor, (HENN, 2006).

O grau de reação serve para caracterizar os tipos de turbina. Quando o escoamento através do rotor é considerado ideal, esta grandeza é chamada de grau de reação teórico e varia entre 0 e 1, conforme exposto na Eq.(13).

$$G = \frac{P_1 - P_2}{2 \cdot g \cdot H} \quad (13)$$

Sendo G o grau de reação, P_1 e P_2 as pressões na entrada e saída da turbina, respectivamente.

Quando não há variação de pressão entre a entrada e saída do rotor, o grau de reação é igual a zero e a turbina é classificada como turbina de ação, se o valor do grau de reação for diferente de zero, a turbina é classificada como turbina de reação, (MACINTYRE, 1983).

As turbinas também podem ser classificadas da seguinte maneira, (MACINTYRE, 1983):

- a) Turbina Radial é aquela que a partícula líquida na sua ação sobre o receptor mantém-se aproximadamente sobre um plano normal ao eixo da turbina;
- b) Turbina Axial é aquela que as partículas líquidas percorrem trajetórias contidas em superfícies cilíndricas de revolução em torno do eixo da turbina;
- c) Turbinas de escoamento misto ou diagonal é aquela em que as trajetórias das partículas líquidas no receptor passam gradativamente da direção radial para a axial e são curvas reversas (dupla curvatura);
- d) Turbina tangencial ou de ação parcial é aquela em que a água é lançada sob forma de um jato sobre um número limitado de pás do receptor.

2.3 CAVITAÇÃO

Quando a pressão absoluta baixa até atingir o valor da pressão de vapor do líquido na temperatura em que este se encontra, pode ocorrer o fenômeno da cavitação, que é a formação e colapso de bolhas, em grande parte, por vapor líquido. Este fenômeno deve ser evitado ou atenuado tendo em vista seus efeitos destrutivos, podendo ocasionar a redução da potência, além da redução da vida útil de toda a instalação (SOUZA; SANTOS; BORTONI, 1999).

Dieter Thoma, realizando ensaios e utilizando dados de instalações executadas, mostrou que a altura de sucção é função do coeficiente de cavitação, o qual por sua vez, depende do tipo de turbina considerada e, portanto, da velocidade específica (HENN, 2006).

A altura de sucção pode ser calculada pela Eq. (14),

$$H_s = H_b - \sigma \cdot H - h_v \quad (14)$$

H_b (*mca*) é o valor da pressão barométrica local, h_v (*mca*) a pressão de vapor da água na temperatura em que se escoa na turbina e o coeficiente de cavitação σ que pode ser calculado pela fórmula de Graeser, Eq.(15).

$$\sigma = 0,0000154 \cdot n_s^{1,7} \quad (15)$$

A rotação específica pode ser calculada pela Eq.(16), sendo P_e em [*cv*], H em [*m*] e n em [*rpm*].

$$n_s = \frac{n\sqrt{P_e}}{H\sqrt[4]{H}} \quad (16)$$

2.4 TUBO DE SUCCÃO

A NBR 6445 define o tubo de sucção como um elemento das turbinas de reação que tem por finalidade principal transformar a energia cinética, que possui a água ao sair do receptor, em energia de pressão e conduzir a água desde a seção de saída do rotor até o canal de fuga ou início de uma nova estrutura metálica, (ABNT, 1987). Consegue-se, desse modo, um aumento da queda hidráulica e, por consequência, um aumento na potência da turbina.

Mediante resultados disponíveis em (MACINTYRE, 1983), o tubo de sucção cria uma depressão à saída do rotor, de modo que se recupera não apenas a maior parte da energia cinética da água que sai do tubo, mas também ganha-se ainda o desnível topográfico entre a saída do rotor e o nível de água no poço.

Além do efeito da cavitação, deve ser considerado também as perdas de carga no tubo de sucção, para que estas não sejam superiores ao ganho energético de sua implementação.

O desenvolvimento de tubos de sucção otimizados tem um grande custo e se justifica em empreendimentos de grande porte. Para uma aplicação mais simples é comum o uso das turbinas de reação com tubo de sucção reto cilíndrico ou reto troncônico.

A Figura (5) apresenta a turbina Indalma em três configurações distintas: a) não é utilizado o tubo de sucção; b) é utilizado um tubo de sucção um reto cilíndrico e na c) um tubo de sucção reto troncônico.

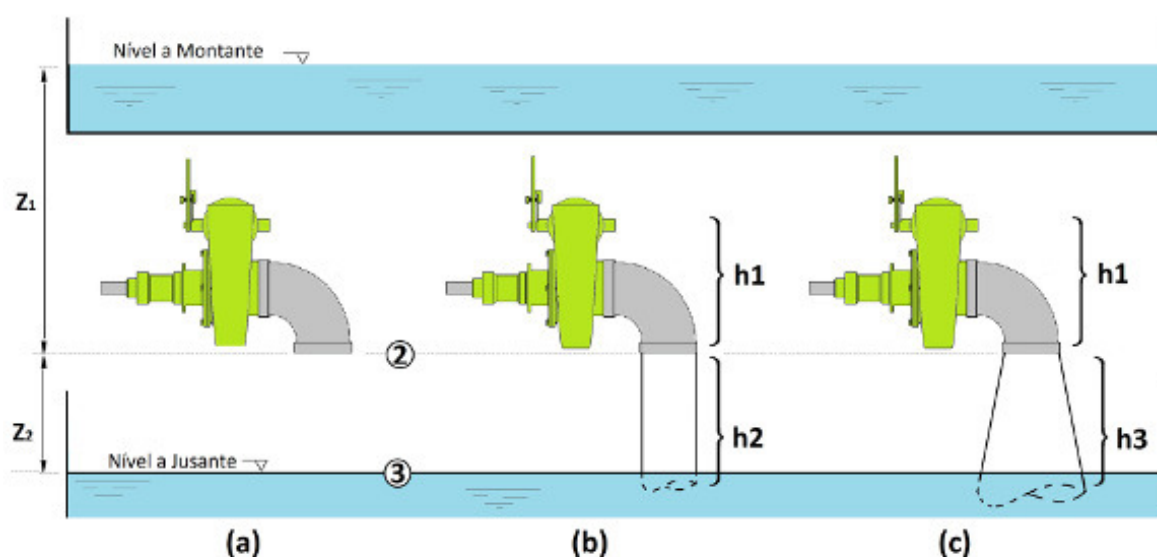


Figura 5 – Visualização da turbina com e sem o tubo de sucção.

Aplicando a equação da conservação de energia nas condições presentes na Fig. (5), a queda ao nível de jusante antes do rotor H_d é dada pela Eq. (17).

$$H_d = \frac{P_a}{\gamma} + z_1 + z_2 - h_1 \quad (17)$$

Sendo P_a é a pressão atmosférica, γ é o peso específico do fluido, z_1 e z_2 os desníveis topográficos, h_1 a perda de carga até a entrada do rotor nas três configurações (a), (b) e (c).

A queda disponível H_r na saída do rotor é calculada pela Eq. (18).

$$H_r = \frac{P_2}{\gamma} + z_2 + \frac{v_2^2}{2g} \quad (18)$$

P_2 e v_2 representam a pressão e a velocidade na saída do rotor.

A energia utilizada pelo rotor, calculada em função da altura de queda disponível H , é dada pela Eq. (19).

$$H = H_d - H_r = \frac{P_a - P_2}{\gamma} + z_1 - \left(\frac{v_2^2}{2g} + h_1 \right) \quad (19)$$

Analisando a Eq. (19) em cada uma das 3 condições presentes na Fig. (5), temos que:

1º caso – Sem tubo de sucção

Aplicando a condição $P_a = P_2$ na Eq. (19), temos que:

$$H_I = z_1 - \frac{v_2^2}{2g} - h_1 \quad (20)$$

A pressão na saída da turbina ocorre na pressão atmosférica, logo a quantidade de energia representada pelo desnível z_2 não é aproveitada quando não é utilizado o tubo de sucção.

2º caso – Com tubo de sucção reto cilíndrico

A equação da continuidade na forma diferencial, Eq. (21), representa o princípio de conservação da massa em um escoamento. Onde ρ é a densidade, t é o tempo e \vec{u} a velocidade do fluido.

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \vec{u}) \quad (21)$$

Aplicando a equação da conservação mássica, considerando que o escoamento se desenvolve em uma região com área constante e o fluido é incompressível, conclui-se que as velocidades nas regiões 2 e 3 são iguais.

O valor da pressão P_2 é menor que a pressão P_a e pode ser calculada pela Eq. (22).

$$\frac{P_2}{\gamma} = \frac{P_a}{\gamma} - z_2 - \frac{v_3^2}{2g} + h_2 \quad (22)$$

Aplicando a Eq. (22) e a condição $v_2 = v_3$ na equação Eq. (19) obtemos que:

$$H_{II} = z_1 + z_2 - h_1 - h_2 \quad (23)$$

O termo h_2 representa a parcela de perda de carga no interior do tubo e na saída do mesmo.

Com o uso do tubo de sucção reto cilíndrico a velocidade v_2 é igual a v_3 e a quantidade de energia representada pelo desnível z_2 é aproveitada, porém há uma perda de carga h_2 .

3º caso – Com tubo de sucção reto troncônico

Sendo $P_2 < P_a$ e $v_2 < v_3$, a pressão P_2 pode ser calculada pela Eq. (24).

$$\frac{P_2}{\gamma} = \frac{P_a}{\gamma} - z_2 - \frac{v_2^2}{2g} + h_3 + \frac{v_3^2}{2g} \quad (24)$$

Aplicando a Eq. (24) na equação Eq. (19) obtemos que:

$$H_{III} = z_1 + z_2 + \frac{v_3^2}{2g} - h_1 - h_3 \quad (25)$$

O termo v_3 representa a velocidade no ponto 3 e o termo h_3 representa a parcela de perda de carga no interior do tubo cônico e na saída do mesmo.

Então com uso do tubo de sucção reto troncônico $v_2 < v_3$, levando a recuperação de parte da energia cinética, a quantidade de energia representada pelo desnível z_2 também é aproveitada e há perda de carga h_3 .

3 INSTALAÇÃO PARA TURBINAS HIDRÁULICAS

3.1 NORMAS TÉCNICAS

As normas da Associação Brasileira de Normas Técnicas (ABNT), no que tange aos ensaios de turbinas hidráulicas, têm como base o *International Code for model acceptance tests of hydraulic turbines*, da *International Electrotechnical Commission (I.E.C)*, (MACINTYRE, 1983).

As normas da ABNT utilizadas neste trabalho foram:

- NBR 1159 – Sistema de regulação de turbinas hidráulicas – Ensaio, (ABNT, 1988);
- NBR 228 – Turbinas Hidráulicas – Ensaio de campo, (ABNT, 1990);
- NBR 6445 – Turbinas Hidráulicas, Turbinas-Bombas e Bombas de Acumulação, (ABNT, 1987);
- NBR 12591 – Dimensões principais de turbinas hidráulicas para pequenas centrais hidrelétricas (PCH), (ABNT, 1992);
- NBR 13403 – Medição de vazão em efluentes líquidos e corpos receptores - Escoramento livre - Procedimento, (ABNT, 1995).

3.2 DESCRIÇÃO DA INSTALAÇÃO HIDRÁULICA

Foi desenvolvida uma bancada de ensaio de turbinas hidráulicas no laboratório do curso de Engenharia de Energia no campus da Faculdade UnB Gama - FGA, da Universidade de Brasília. Esta etapa teve início em 2012, sendo concluída a parte mecânica no final de 2013. Essa bancada foi projetada para ensaiar a turbina Indalma e também uma turbina Kaplan que foi recondicionada pelos pesquisadores da FGA (Danilo S. Oliveira, José Henrique de Oliveira e Jéssica R. Gama).

A bancada está instalada no laboratório de TermoFluidos no prédio Unidade de Ensino e Docência (UED) e, além do seu uso na pesquisa, será utilizada, numa segunda etapa, como recurso didático para as disciplinas ministradas na FGA.

A Fig. (24) representa a instalação para ensaio de turbinas hidráulicas, sendo composta pelos seguintes itens:

1. Inversor de frequência WEG *CFW09*;
2. Motor WEG, trifásico, *1750RPM*, *25CV*, *60Hz*;

3. Bomba KSB *ETAN100 – 250*, $Q = 184,4m^3/h$, $H = 21,3mca$;
4. Turbina Indalma com diâmetro de entrada de saída de 4”;
5. Reservatório de água capacidade de 1000l;
6. Medidores de pressão;
7. Medidor de vazão volumétrica *CONTECH* modelo *CTHHD 4”*;
8. Vertedor triangular;
9. Células de carga da marca *MK* modelo *CSA/ZL – 20*;
10. Sensor indutivo *JNG* modelo *LM8 – 3002NA*;
11. Válvulas manuais para o sistema de controle de pressão auxiliar.

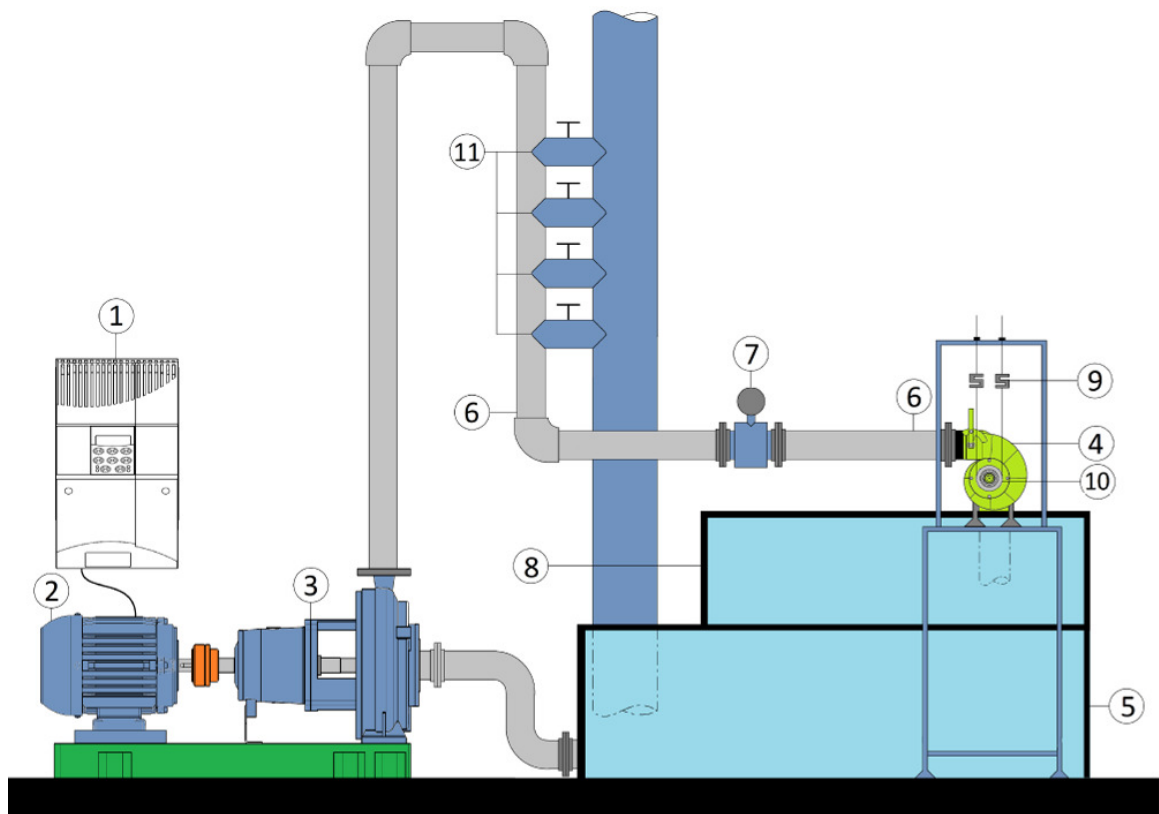


Figura 6 – Instalação para ensaio de turbinas hidráulicas

3.3 INSTRUMENTAÇÃO

3.3.1 Pressão

Conforme exposto por (MACINTYRE, 1983) e (WHITE, 2011), instrumentos de medição de pressão podem ser divididos em: Baseados na gravidade (barômetro, manômetro, pistão de peso morto); Deformação Elástica (tubo de Bourbon, diafragma, foles, extensômetros); Saída elétrica (resistência, extensômetro difuso, capacitivo, piezoelétrico, potenciométrico); Revestimentos Luminescentes para superfícies de pressão.

No presentes trabalho optou-se pela instalação de medidores de pressão do tipo manômetros digitais, manômetros analógico (tipo Bourbon) e manômetro de coluna d'água, devido a relação entre o custo e a confiabilidade de medição.

3.3.2 Vazão volumétrica

Existem dispositivos que têm seu uso aplicável à medição volumétrica, esses dispositivos dividem-se em duas classes: instrumentos mecânicos e instrumentos de perda de carga. Os instrumentos mecânicos medem a vazão real do fluido, retendo e mensurando uma certa quantidade. Os dispositivos de perda de carga obstruem o escoamento e causam uma perda de pressão que é uma medida do fluxo, (WHITE, 2011).

Outros medidores são utilizados operando segundo diferentes princípios físicos, neste trabalho foi utilizada a medição de vazão volumétrica tanto por medição eletromagnética quanto por vertedouro triangular.

Sensor Eletromagnético

O medidor de vazão eletromagnético é composto por sensor e transdutor, Fig. (7), seu funcionamento é baseado na lei de Faraday de indução eletromagnética.



Figura 7 – Medidor de vazão eletromagnético.

Método do Vertedouro Triangular

Método que utiliza dispositivo, introduzido perpendicularmente às linhas de corrente, que possui abertura por onde o fluxo passa. A vazão deve ser determinada a partir

da leitura da carga hidráulica no vertedor, (ABNT, 1995). A norma também estabelece que:

- Para vazões menores que $30l/s$, os vertedores triangulares oferecem maior precisão;
- Para vazões estimadas entre $30l/s$ e $300l/s$, os vertedores triangulares e retangulares oferecem a mesma precisão;
- Para vazões acima de $300l/s$, os vertedores retangulares são os mais indicados por possuírem coeficientes de vazão mais bem definidos.

Conforme evidenciado na *NBR 13403* o vertedor que melhor se aplica é o vertedor triangular, Fig. (8), pois a vazão máxima que a bomba fornece é de $51l/s$.

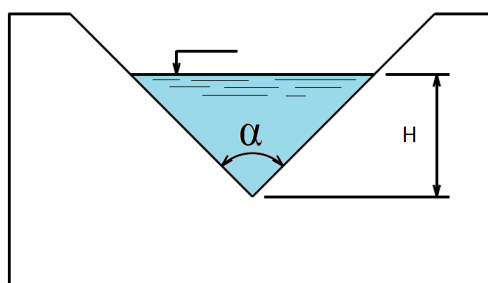


Figura 8 – Vertedor triangular

Conforme exposto em (CPRH, 2004) e (MACINTYRE, 1983), a equação de descarga para este tipo de vertedor com ângulo central α igual a 90° , sem contração lateral, é dada pela equação de Thompson, Eq. 45.

$$Q = 1,4 \cdot h^{5/2} \quad (26)$$

Onde Q representa a vazão volumétrica em $(m^3 \cdot s^{-1})$ e h a altura da lâmina d'água medida a partir do vértice do triângulo, em metros (m).

3.3.3 Rotação

O Tacômetro é um instrumento que tem como função básica medir o número de voltas que um eixo irá realizar em determinado tempo. Existem basicamente três tipos principais de tacômetros: os mecânicos; eletromagnéticos e ópticos.

A mensuração da rotação se deu por via de sensor eletromagnético indutivo (NG LM8 - 3002 NA). Sensores dessa natureza podem ser utilizados, também, na detecção de peças metálicas, podendo realizar contagem, medições, posicionamento e outras aplicações.

3.3.4 Torque

A medição de potência útil da turbina, isto é, fornecida em seu eixo para o acionamento do gerador, pode ser realizada por um método que usa um dos seguintes equipamentos:

- Freio mecânico (Prony);
- Freio hidrodinâmico (Foude);
- Freio elétrico;
- Dinamômetro de torção.

O freio de Prony implementado na bancada é um dispositivo que serve para medir o torque ou a potência de eixo caso possua o valor da rotação. É utilizado um tipo de freio semelhante ao freio de cinta de fricção mecânica.

O torque é definido como sendo produto vetorial entre o vetor r com a força F , seu módulo é dado por $|\tau| = |r||F| \sin(\theta)$.

Na configuração utilizada, presente na Fig. (10), a cinta é tangente ao cilindro metálico então $\theta = 90^\circ$, logo o módulo do torque pode ser calculado utilizando a Eq. (46).

$$\tau = r(F_1 - F_2) \quad (27)$$

Onde τ o representa torque, r o raio da cinta, F_1 e F_2 as leitura das células de carga.

3.4 ESTUDO SOBRE PROPAGAÇÃO DE INCERTEZAS

Conforme exposto em (TAYLOR, 1997) e (CABRAL, 2004), a análise de erros é o estudo e avaliação de incertezas em medições. A experiência mostra que nenhuma medição, mesmo que cuidadosamente realizada, pode estar completamente livre de incertezas. Como toda estrutura e aplicação da ciência dependem de medições, a capacidade de avaliações dessas incertezas e de como mantê-las as menores possíveis é crucialmente importante.

Incertezas experimentais que podem ser obtidas a partir da repetição de medições são chamadas de erros aleatórios; aqueles que não podem ser obtidos dessa forma são chamados de erros sistemáticos, (TAYLOR, 1997).

3.4.1 Instrumentação

A) Medidores de Pressão

Os medidores analógicos são utilizados na tomada de pressão da altura de queda disponível pela bomba, foram empregados manômetros analógicos da marca IMB, pertencem a Classe B - ABNT: $\pm 2\%$ do fundo de escala para pontos entre 25% e 75% e $\pm 3\%$, demais marcação.

Os medidores de pressão digitais foram empregados na medição da diferença de pressão na entrada e saída da turbina, bem como para medir a altura de queda disponível em paralelo com os medidores Bourbon, devido a importância deste valor para o experimento. Os Manômetros digitais são marca da WIKA com erro sistemático de $\pm 0,5\%$, conforme *datasheet* do fabricante.

Medidor de coluna d'água, tem erro sistemático de $\pm 1\%$, seu uso efetivo, nos valores numéricos dos testes, é empregado nas medições de pressão negativa na saída da turbina quando instalado um tubo de sucção, devido à pouca diferença de pressão em relação à pressão atmosférica.

B) Medidores de vazão volumétrica

A NBR 13403 estabelece que o método do vertedor pode ter um erro sistemático máximo de $\pm 3\%$.

O medidor eletromagnético foi calibrado no dia 28/02/2014, tendo como resultado um erro sistemático máximo de $\pm 0,5\%$.

C) Sensor indutivo

Para medir a rotação da turbina, foi utilizado o sensor indutivo da marca JNG modelo LM8 – 3002NA, IP67, alimentação 6 – 36Vdc, corrente de saída 150mA, temperatura de operação $-25^{\circ}C + 75^{\circ}C$, diâmetro 8mm, distância de detecção 0 – 2mm, precisão $\pm 3\%$.

D) Célula de carga

No freio de Prony está instalado duas células de carga da marca MK modelo CSA/ZL – 20, liga de alumínio, IP66, fundo de escala de 20kgf e alimentação 10Vcc, Balanço de Zero $\pm 1\%$ do fundo de escala, temperatura de operação $-20^{\circ}C + 55^{\circ}C$, sobrecarga admissível 150%, sobrecarga de ruptura 200%.

Estão instaladas duas balanças digitais da marca *Portable Electronic Scale*, modelo H1765, fundo de escala 40kg $\pm 1\%$, essa balança deve ser utilizada quando os testes exigirem carga maior que 20kgf.

As balanças e as células de cargas foram aferidas com massas convencionais padronizadas do Laboratório de Ensaios em Móveis (LabMov) acreditado pelo Instituto Nacional de Metrologia, Qualidade e Tecnologia (Inmetro), as massas utilizadas possuem $5.000 \pm 0,10g$ e certificado de calibração nº *MA 279_02_14*.

3.4.2 Incerteza nas Equações

Neste trabalho uma grandeza de valor X será expressa conforme a Equação (28), onde a melhor estimativa do experimentador para a grandeza em questão é o número \bar{X} , e segundo, que δX é a incerteza de X .

$$X = \bar{X} \pm \delta X \quad (28)$$

Conforme resultados apresentados em (BAIRD, 1995), se as incertezas em x, \dots, w forem conhecidas como independentes e aleatórias, então a incerteza fracionária em q é a soma quadrática, Eq. (29), das incertezas fracionárias originais, porém ela nunca será maior do que as somas originais, Eq. (30).

$$\frac{\delta q}{|q|} = \sqrt{\left(\frac{\delta x}{x}\right)^2 + \dots + \left(\frac{\delta z}{z}\right)^2 + \left(\frac{\delta u}{u}\right)^2 + \dots + \left(\frac{\delta w}{w}\right)^2} \quad (29)$$

$$\frac{\delta q}{|q|} \leq \frac{\delta x}{|x|} + \dots + \frac{\delta z}{z} + \frac{\delta u}{u} + \dots + \frac{\delta w}{w} \quad (30)$$

A incerteza aleatória foi estimada como sendo igual ao desvio padrão amostral, dos conjuntos de dados realizados nas mesmas condições. Esse valor pode ser calculado utilizando a Eq. (31), sendo que ψ é o desvio padrão amostral e \bar{x} é a média dos valores.

$$\psi = \sqrt{\frac{1}{n-1} \sum_{i=1}^n (x_i - \bar{x})^2}, \quad \bar{x} = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n x_i \quad (31)$$

Nas grandezas que podem ser expressas diretamente por uso de sensores, como a de pressão e rotação, será adotado a Eq. (28), onde a incerteza é dada pela soma das incertezas sistemática e aleatória.

Com as medidas associadas a cada sensor, é possível propagar as incertezas nas equações expostas no decorrer do trabalho.

A incerteza relativa aleatória $\frac{\delta Q}{Q}_{ale}$ inerente do método do vertedor é calculada pela Eq. (32).

$$\frac{\delta Q}{Q}_{ale} = \frac{5}{2} \cdot \frac{\delta h}{h} \quad (32)$$

A *NBR 13403* estabelece que o método do vertedor tem erro sistemático em até 3%. A incerteza deste método é calculada mediante a Equação (33).

$$\frac{\delta Q}{Q} \leq \frac{\delta Q}{Q}_{sist.} + \frac{\delta Q}{Q}_{ale} \quad (33)$$

Para o cálculo da incerteza do torque $\delta \tau$, foi considerado como fixo o valor de r , pois o erro associado ao paquímetro é de $0,05mm$, representando menos de $0,03\%$, logo o torque é calculado pela Eq. (34).

$$\tau = r(\bar{F}_1 - \bar{F}_2) \pm \delta \tau \quad , \quad \delta \tau = r(\delta F_1 + \delta F_2) \quad (34)$$

Os valores das grandezas relativas à potência hidráulica, potência de eixo, rendimento da turbina, coeficiente de vazão, coeficiente de altura de carga e ao coeficiente de potência, bem como suas respectivas incertezas relativas, podem ser calculadas pelas Equações (35), (36), (37), (38), (39) e (40).

$$P_h = \gamma \cdot Q \cdot H \pm \delta P_h \quad , \quad \frac{\delta P_h}{P_h} \leq \frac{\delta Q}{Q} + \frac{\delta H}{H} \quad (35)$$

$$P_e = \omega \cdot \tau \pm \delta P_e \quad , \quad \frac{\delta P_e}{P_e} \leq \frac{\delta \omega}{\omega} + \frac{\delta \tau}{\tau} \quad (36)$$

$$\eta = \frac{P_e}{P_h} \pm \delta \eta \quad , \quad \frac{\delta \eta}{\eta} \leq \frac{\delta P_h}{P_h} + \frac{\delta P_e}{P_e} \quad (37)$$

$$C_Q = \frac{Q}{n \cdot D^3} \pm \delta C_Q \quad , \quad \frac{\delta C_Q}{C_Q} \leq \frac{\delta Q}{Q} + \frac{\delta n}{n} + 3 \frac{\delta D}{D} \quad (38)$$

$$C_H = \frac{g \cdot H}{n^2 \cdot D^2} \pm \delta C_H \quad , \quad \frac{\delta C_H}{C_H} \leq \frac{\delta H}{H} + 2 \frac{\delta n}{n} + 2 \frac{\delta D}{D} \quad (39)$$

$$C_P = \frac{P_e}{\rho \cdot n^3 \cdot D^5} \pm \delta C_P \quad , \quad \frac{\delta C_P}{C_P} \leq \frac{\delta P_e}{P_e} + 3 \frac{\delta n}{n} + 5 \frac{\delta D}{D} \quad (40)$$

3.5 A INSTALAÇÃO HIDRÁULICA NO ENSINO DE ENGENHARIA

Em (CRUZ, 2009), a autora demonstra a importância do experimento na fixação dos conteúdos e o valor do laboratório como fonte essencial do desenvolvimento pedagógico do educando, pois o laboratório deve unir a teoria à prática, deve ser o elo entre o abstrato das ideias e o concreto da realidade física.

O laboratório didático ajuda na interdisciplinaridade² e na transdisciplinaridade³, já que permite desenvolver vários campos, testar e comprovar diversos conceitos, favorecendo a capacidade de abstração do aluno, (CRUZ, 2009).

A linguagem deve ser simples e adequada ao grupo de alunos, as estratégias didáticas devem ser bem escolhidas para que as atividades laboratoriais não sejam meras demonstrações, logo as atividades práticas devem ser precedidas ou acompanhadas de aulas teóricas, produzindo uma interação entre o aluno e o aprendizado de maneira prazerosa, (CRUZ, 2009), (SOUSA; SOUSA; PIRES, 2013), (FLAUZINO et al., 2013).

Em (SILVA et al., 2013), é apresentada a proposta inicial de uso da instalação para ensaio de turbinas hidráulicas como recurso pedagógico no ensino de engenharia. Os autores fazem um proposta metodológica de utilização de bancada de ensaio de turbina hidráulica no curso de Engenharia de Energia, com recomendação de implementação em quatro níveis citados abaixo.

1. Operação manual demonstrativa para as disciplinas iniciais da graduação;
2. Instrumentação para entender e avaliar o comportamento hidrodinâmico da turbina ou circuito de bombeamento;
3. Geração de energia elétrica e sua interligação com a rede de distribuição;
4. Controle de processo e sistemas dinâmicos.

Em (SILVA et al., 2013) e (SIQUEIRA; Van Els, 2014), é feita uma indicação de uso da instalação hidráulica na graduação em Engenharia de Energia. Sua utilização deve e pode ser muito mais ampla, podendo ser aplicável, além do proposto, nas seguintes áreas:

- Engenharia Eletrônica: instrumentação e controle.
- Engenharia de Software: interface robusta de interação e análise de dados.
- Engenharia Automotiva: na medição de pressão, rotação e torque, pois estão intimamente ligados aos princípios automotivos.

² Estabelece relações entre duas ou mais disciplinas ou ramos de conhecimento

³ Visa articular uma nova compreensão da realidade entre e para além das disciplinas especializadas

4 RESULTADOS E ANÁLISES

Esta bancada foi utilizada em dois trabalhos de iniciação científica, sendo a avaliação experimental das perdas de carga, utilizando um modelo laboratorial de turbina hidráulica abordada em (OLIVEIRA, 2013) e o monitoramento experimental da rotação e torque de uma turbina hidráulica, tema desenvolvido em (GAMA, 2013).

Além da manutenção na turbina Kaplan, exposto em (OLIVEIRA, 2013), foi desenvolvido o desenho em CAD (*computer aided design*) da turbina Kaplan, utilizando o software CATIA V5R19, este resultado poderá ser utilizado em trabalhos futuros para simulação numérica da turbina Kaplan.

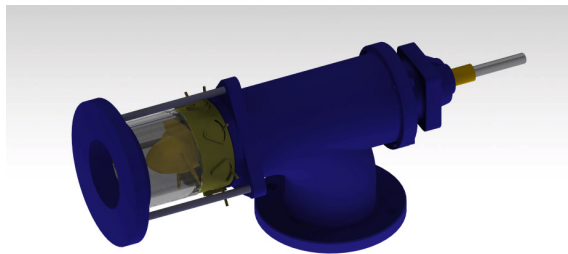


Figura 9 – Vista isométrica turbina Kaplan.

A parte de construção física da instalação para turbinas hidráulicas tem resultado presente em (DONALD; SLOOT, 2014), pois os esforços foram realizados em conjunto com o intuito de realizar a conclusão da parte física no menor tempo possível.

A aquisição de dados e automatização da bancada foi alvo da tese de mestrado da MSc. Olga Lucia Sanchez Santander, que teve a participação do Eng. Ramsay MacDonald, logo os resultados referentes a calibração dos sensores, controle e automatização da bancada não serão abordados neste trabalho, (SANTANDER, 2014).

Na bancada estão em desenvolvimento três trabalhos de conclusão de curso com previsão de conclusão para o ano de 2015.

- Brenda Tinoco de Castro: Turbinas Unidades;
- Maria Eugênia Carvalho: Sistema de controle dinâmico da pressão de operação através da atuação de um Controlador Lógico Programável na velocidade de rotação do motor;
- Rodrigo de Oliveira Calixto: Instrumentação eletrônica e sistema supervisório para bancada de simulação hidráulica;

Além do uso em pesquisa, a instalação hidráulica está sendo utilizada no ensino de engenharia da FGA. No segundo semestre de 2014, foi elaborado e aplicado três roteiros experimentais para as disciplinas Dinâmica dos Flúidos e Sistemas Hidroelétricos, conforme exposto nos apêndices A, B e C, os temas abordados foram:

- Medição de vazão volumétrica usando o método do vertedor triangular;
- Avaliação experimental das perdas de carga em escoamentos internos;
- Turbina hidráulica - análise de eficiência

4.1 INSTALAÇÃO PARA TURBINAS HIDRÁULICAS

Foi desenvolvida uma estrutura para o sistema de freio de prony, presente na Fig. (10), sendo composta por uma trave retangular (suporte), um cilindro metálico envolvido por uma cinta em couro, duas balanças de mola, duas células de carga e um sensor indutivo de rotação. Este aparato possibilita a medição de torque e potência de eixo.

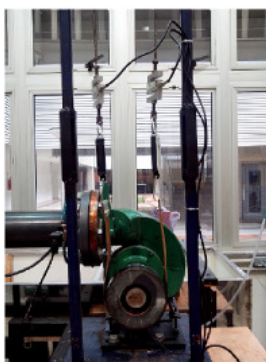


Figura 10 – Turbina Indalma com freio de prony

O suporte do sensor eletromagnético, conforme o executado, está em condições de ser utilizado tanto na turbina Indalma quanto na turbina Kaplan, conforma a Fig. (11).



Figura 11 – Suporte para o sensor eletromagnético.

O vertedor, usinado no laboratório de Processos de Fabricação da FGA, não possui contração lateral, tem ângulo central $\alpha = 90^\circ$ e uma saída (chanfro) em 45° , conforme presente na Fig. (12). A instalação do sistema de “quebra onda” foi necessária para garantir melhor leitura da carga hidráulica do vertedor.



Figura 12 – Vertedor triangular.

Este método atende ao mesmo objetivo do sensor eletromagnético já descrito, ambos diferem quanto ao princípio físico que os caracterizam e no que tange às incertezas de seus resultados. Ambos instrumentos têm seu uso justificado devido à implicação dos valores de vazão nos resultados.

4.2 AVALIAÇÃO EXPERIMENTAL DA TURBINA INDALMA

Mediante resultados presentes em (MACINTYRE, 1983), as curvas de desempenho teóricas, analisadas em termos da eficiência e da potência em função do número de rotações, demonstram comportamento característico para os tipos de turbinas mais usuais (Francis, Kaplan e Pelton), elas apresentam os resultados em função das grandezas unitárias, conforme exposto nas Fig. (13) e Fig. (14), disponível em (MACINTYRE, 1983).

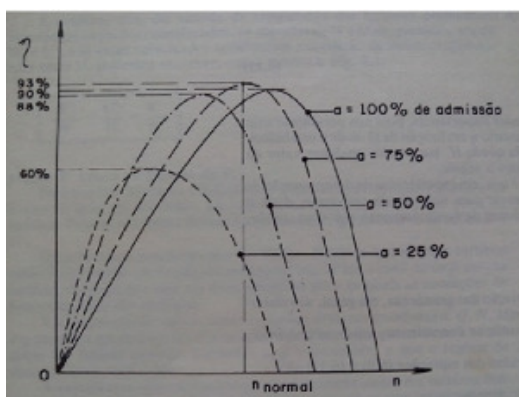


Figura 13 – Rendimento vs Rotação.

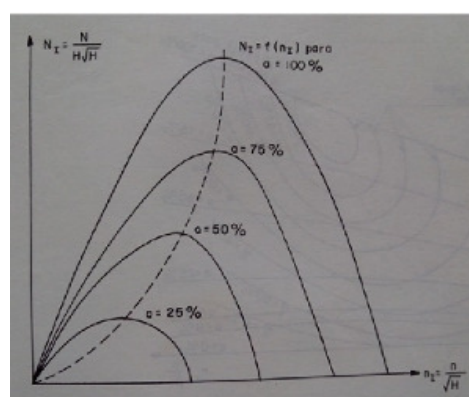


Figura 14 – Potência vs Rotação.

Os testes foram realizados na bancada de ensaio de turbinas hidráulicas no laboratório de TermoFluidos do curso de Engenharia de Energia no campus da Faculdade

UnB Gama - FGA, para analisar o desempenho da turbina Indalma em relação ao que é exposto na teoria apresentada.

A altura de queda disponível para a turbina foi fixada em $2mca$, $4mca$ e $6mca$. Esta operação foi possível devido à variação da frequência utilizando o inversor, alterando a rotação do conjunto moto-bomba e, por consequência, os valores de pressão e vazão na entrada da turbina.

Foram utilizadas duas configurações na saída da turbina, na primeira sem o tubo de sucção e na segunda com o tubo de sucção cilíndrico reto.

A válvula de entrada foi mantida na abertura máxima e utilizou-se o método do vertedor triangular para mensurar os valores da vazão.

Todas as curvas de desempenho apresentadas representam séries mínimas de dez testes. Os dados foram tratados conforme a teoria presente na seção 3.4.2 e são apresentados nas seções 4.2.1 e 4.2.2.

4.2.1 Curvas característica sem tubo de sucção

Na Figura (15) podemos avaliar o comportamento da variação do rendimento com a velocidade de rotação da turbina nos valores de queda, este resultado demonstra que não há uma variação significativa no rendimento da turbina no que tange aos testes realizados, onde o rendimento médio da turbina é de $75 \pm 4,5\%$ no ponto ótimo de operação para as três alturas de queda líquida utilizadas.

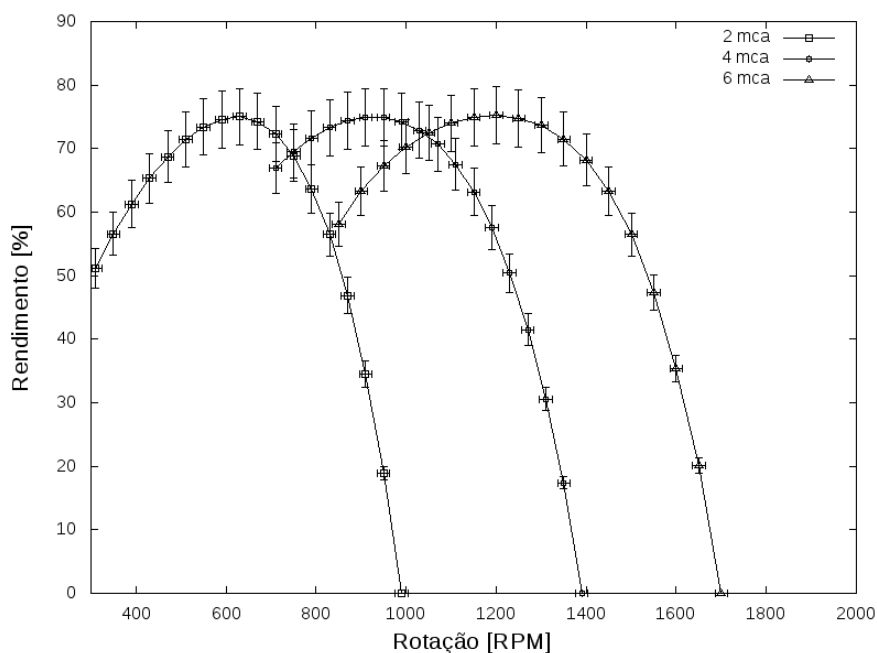


Figura 15 – Turbina Indalma – rendimento vs rotação sem tubo de sucção

Na Figura (16) tem-se a variação da potência de eixo com a velocidade de rotação

da turbina, onde os resultados demonstram um comportamento semelhante à teoria presente na Fig. (14).

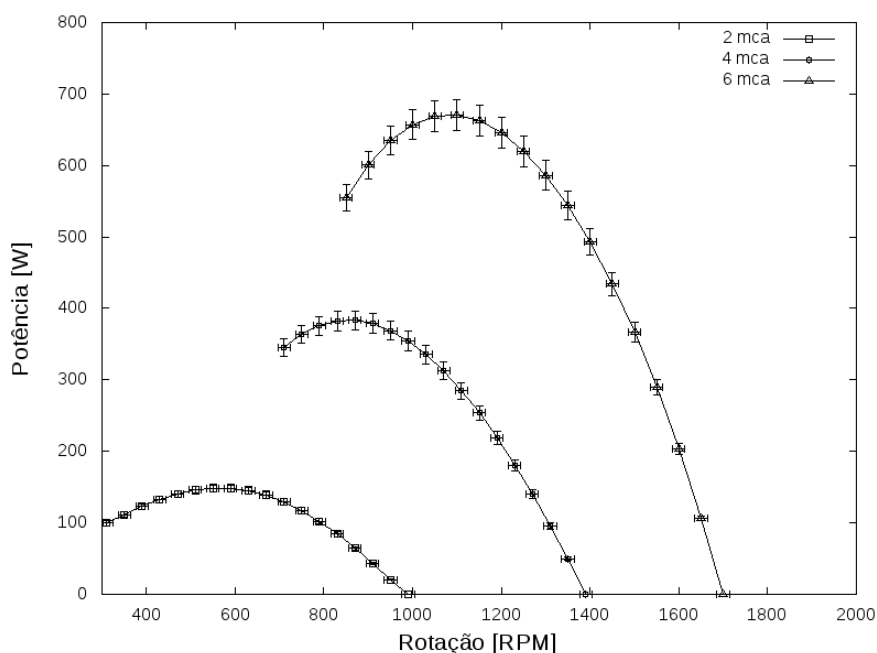


Figura 16 – Turbina Indalma – potência de eixo vs rotação sem tubo de sucção

Dos resultados relativos ao rendimento e à potência de eixo da turbina, tem-se uma indicação que esta turbina tem um potencial de utilização abrangente, pois não houve variações significativas no rendimento máximo da turbina e sua potência de eixo aumenta com a elevação da altura de queda disponível.

Nos testes realizados sem o tubo de sucção, foi observado que, na saída da turbina, a água possui uma energia residual, Fig. (17), que pode ser recuperada com o uso de tubo de sucção, mas para sua implementação é necessário um estudo prévio para reduzir a possibilidade de cavitação na turbina.



Figura 17 – Saída da turbina Indalma

4.2.2 Curvas característica com tubo de sucção

Tendo como referência a pressão barométrica local, disponível em (INMET, 2014), os valores da pressão de vapor, disponível em (CENGEL; BOLES, 2013), e os resultados experimentais da turbina Indalma sem o tubo de sucção no ponto de maior rendimento, pode-se aplicar as Eq. (14), (15) e (16) para calcular a altura de sucção e os resultados são apresentados na Fig. (18).

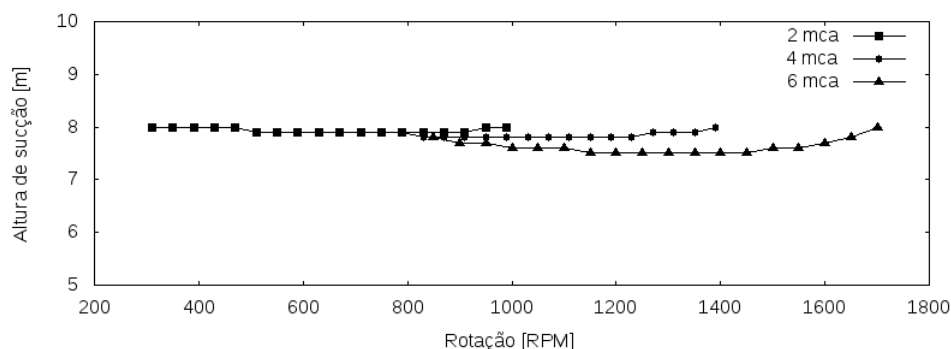


Figura 18 – Turbina Indalma - Altura de sucção

Na instalação hidráulica, presente na FGA, há possibilidade de instalar tubo de sucção com desnível máximo de $1m$, logo a turbina Indalma não sofrerá cavitação quando instalado tubo de sucção reto cilíndrico, para geometrias diversas, é necessário avançar nos estudos sobre cavitação, devido à possibilidade de recuperação de energia cinética.

O tubo de sucção em material PVC, com comprimento útil de $350mm$ e diâmetro de $4''$, foi instalado aplicando um arranjo reversível para alternar entre a opção sem tubo e com tubo de sucção. Foi escolhida uma fixação externa por abraçadeira de aço, Fig. (19), em detrimento a opção de união permanente (cola), outra opção reversível seria utilizar tubos rosqueáveis, mas esta alternativa apresenta um aumento de 5 vezes no custo.



Figura 19 – Turbina Indalma saída com tubo de sucção

Além da possibilidade de recuperação de energia, a configuração utilizando o tubo de sucção cilíndrico é a situação mais usual em sua aplicação na região Norte do Brasil, conforme informado pelo detentor da patente da turbina.

Resultados disponíveis na Fig. (20) demonstram que o uso do tubo de sucção gerou um aumento no rendimento médio de 75% para 79%, no ponto ótimo de operação, confirmando a teoria apresentada e recuperando parte da energia residual na saída da turbina.

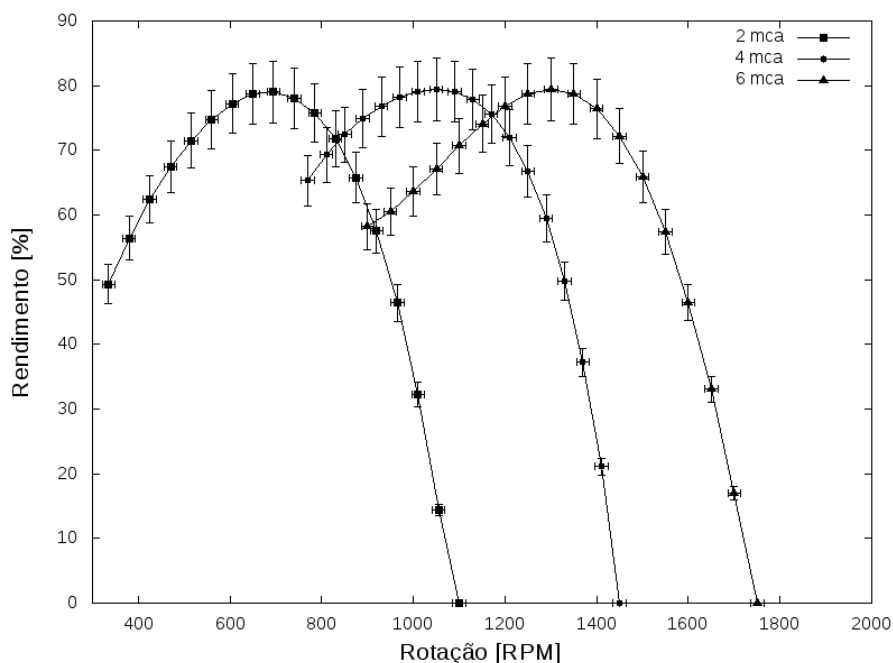


Figura 20 – Turbina Indalma – rendimento vs rotação, com tubo de sucção

A alteração geométrica realizada na turbina, que visava melhorar o seu rendimento como hipótese inicial, foi confirmada, pois houve um aumento nos valores médio relativos ao rendimento em aproximadamente em 7% sem o tubo de sucção e de 13% com o tubo de sucção, no ponto ótimo de operação.

A comparação entre a potência de eixo em função da rotação da turbina sem e com tubo de sucção é apresentada na Fig.(21), evidenciando que o seu uso gera um aumento de potência na saída da turbina em todos os testes realizados, pode-se citar o aumento na potência de eixo de 670W para 736W no ponto ótimo de operação para a altura de queda de 6mca.

Uma forma de representação das curvas características de turbinas hidráulicas é o diagrama de colina e são caracterizadas por representarem três dimensões em um gráfico de duas dimensões, semelhante ao que é realizado em uma representação topográfica. Para turbinas hidráulicas são analisados parâmetros no diagrama de colina utilizando curvas de isorendimento.

Foi desenvolvido o diagrama de colina da turbina Indalma em função da potência de eixo, da velocidade de rotação e do rendimento, conforme apresentado na Fig.(22).

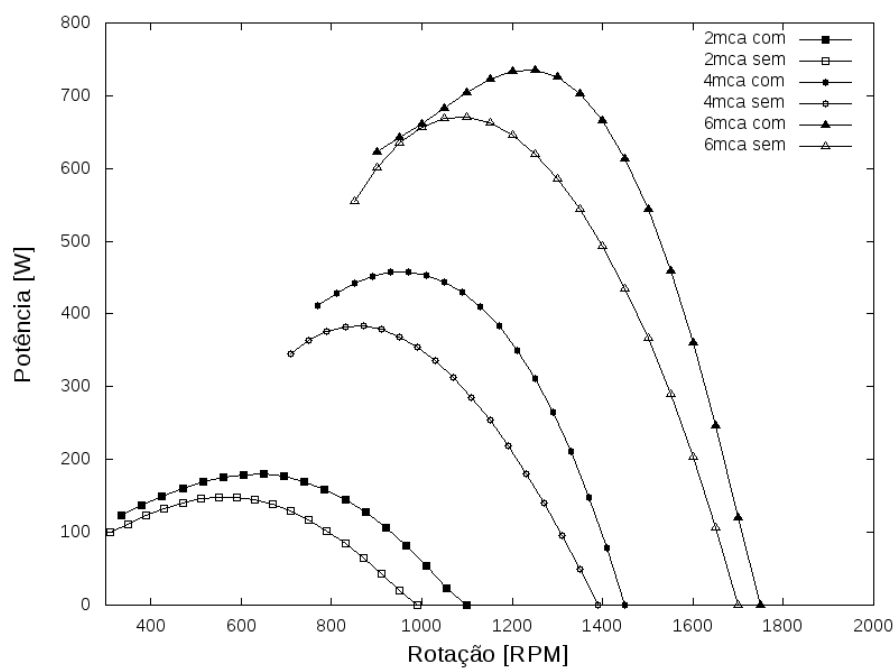


Figura 21 – Turbina Indalma – Influência do tubo de sucção na relação potência de eixo vs rotação

O diagrama de colina exposto resume os resultados apresentados na avaliação experimental em modelo reduzido da turbina Indalma e caracterizam o seu funcionamento.

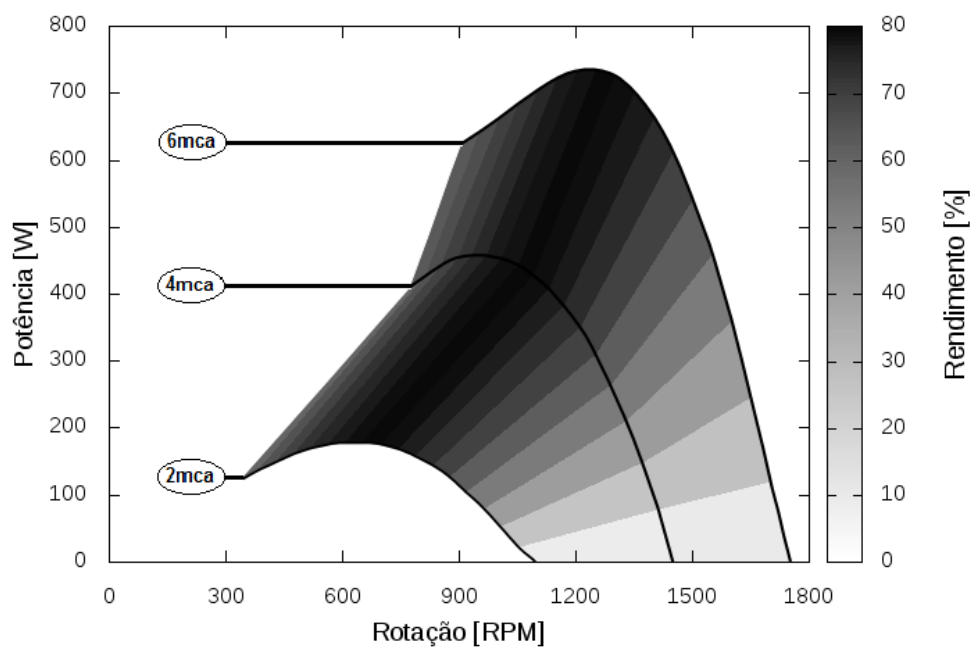


Figura 22 – Turbina Indalma – Diagrama de Colina

5 CONCLUSÕES E TRABALHOS FUTUROS

O presente trabalho possibilitou a compreensão das variáveis envolvidas na avaliação experimental em modelo reduzido da turbina hidráulica Indalma em valores de altura líquida de carga de $2mca$, $4mca$ e $6mca$, comparando os resultados entre as configurações utilizando um tubo de sucção reto cilíndrico e sem o uso desse dispositivo.

Para atingir o objetivo geral, foi necessária a construção de uma instalação para ensaios experimentais em pico-turbinas hidráulicas, foram adotadas, durante todo o desenvolvimento, as normas aplicáveis da ABNT, além das recomendações técnicas dos fabricantes dos instrumentos. A instalação encontra-se funcional tanto para a turbina Indalma quanto para turbina Kaplan presentes na FGA.

A hipótese inicial, que a alteração na geometria da turbina Indalma melhorou seu rendimento, foi confirmada, pois houve um aumento no rendimento em aproximadamente em 7% sem o tubo de sucção e de 13% com o tubo de sucção.

A comparação entre as curvas de desempenho teóricas e experimentais indicam que a turbina Indalma tem um potencial de utilização abrangente, pois não houve variações significativas no rendimento da turbina, e sua potência de eixo aumenta com a elevação da altura de queda disponível.

Considera-se como bom o rendimento geral dos trabalhos realizados, pois os objetivos iniciais foram alcançados e a instalação hidráulica está sendo utilizada ativamente no desenvolvimento projetos de iniciação científica, trabalhos de conclusão de curso e na pós graduação. Além do uso em pesquisa, a instalação hidráulica está sendo utilizada no ensino de engenharia da FGA.

Recomenda-se o desenvolvimento dos seguintes temas, em níveis de graduação, mestrado ou doutorado.

- Estudo analítico do comportamento interno da turbina Indalma, em especial a análise do perfil de velocidades no rotor;
- Estudo numérico da turbina Indalma;
- Estudo numérico de um tubo de sucção otimizado para turbina Indalma;

Com a junção dos esforços presentes em três trabalhos, que estão sendo desenvolvidos paralelamente, iniciou-se um processo de registro de patente referente ao controle da turbina.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- ABNT. *NBR 6445 – Turbinas Hidráulicas, Turbinas-Bombas e Bombas de Acumulação*. Brasil: Associação Brasileira de Normas Técnicas, 1987. Citado 2 vezes nas páginas 24 e 28.
- ABNT. *NBR 11159 – Sistema de regulação de turbinas hidráulicas – Ensaios*. Brasil: Associação Brasileira de Normas Técnicas, 1988. Citado na página 28.
- ABNT. *NBR 228 – Turbinas Hidráulicas – Ensaio de campo*. Brasil: Associação Brasileira de Normas Técnicas, 1990. Citado 2 vezes nas páginas 20 e 28.
- ABNT. *NBR 12591 – Dimensões principais de turbinas hidráulicas para pequenas centrais hidrelétricas (PCH)*. Brasil: Associação Brasileira de Normas Técnicas, 1992. Citado na página 28.
- ABNT. *NBR 13403 – Medição de vazão em efluentes líquidos e corpos receptores - Escoamento livre - Procedimento*. Brasil: Associação Brasileira de Normas Técnicas, 1995. Citado 3 vezes nas páginas 28, 31 e 50.
- BAIRD, D. *Experimentation: an introduction to measurement theory and experiment design*. 3th. ed. United States: Prentice-Hall, 1995. ISBN 9780133032987. Citado na página 34.
- BARRETO, E. J. F. et al. *Tecnologias de Energia Renováveis - Soluções Energéticas para Amazônia*. 1. ed. Brasília: Ministério de Minas e Energia, 2008. Acesso em: 18 set 2013. Citado na página 18.
- CABRAL, P. *Erros e Incertezas nas Medições*. Porto: Instituto Superior de Engenharia do Porto – ISEP, 2004. Citado na página 32.
- CENGEL, Y. A.; BOLES, M. A. *Termodinâmica*. 7th. ed. Rio de Janeiro: MCGRAW-HILL, 2013. ISBN 9788580552003. Citado na página 42.
- CPRH. *Norma Técnica: Medição de Vazão de Efluentes líquidos - Escoamento Livre*. Pernambuco: Agência Estadual de Meio Ambiente - CPRH, 2004. Citado 2 vezes nas páginas 31 e 52.
- CRUZ, J. B. da. *Laboratórios*. Brasília: Ministério da Educação, 2009. 104 p. ISBN 978-85-230-0977-9. Citado na página 36.
- DONALD, R. M.; SLOOT, N. *Experimental Assessment and Numerical Analysis of an Indalma Hydraulic Turbine*. Brasília: Universidade de Brasília, 2014. Citado na página 37.
- ELETOBRÁS. *Diretrizes para Estudos e Projetos de Pequenas Centrais Hidrelétricas*. Brasília, 2013. Disponível em: <http://www.portalpch.com.br/index.php/diretrizes-para-estudos-e-projetos-de-pequenas-centrais-hidreletricas>. Acesso em: 11 out. 2013. Citado na página 16.

- ELETROBRÁS. *Sistema de Coleta de Dados Operacionais (SCD) – Sistemas Isolados*. Brasília, 2014. Acesso em: 08 jan. 2014. Citado na página 14.
- ELS, R. H. V. et al. Eletrificação Rural em Santarém: Contribuição das Microcentrais. *Revista Brasileira de Energia*, v. 1, n. 16, p. 35–46, 2010. Citado na página 15.
- EPE. *Empresa de Pesquisa Energética – Balanço Energético Nacional 2013*. Rio de Janeiro: EPE, 2013. Citado na página 14.
- FAEITCH. *Hidroelétrica - Turbina Pelton*. 2012. Citado 2 vezes nas páginas 8 e 18.
- FILHO, G. L. T. *Energização de Comunidade Isolada na Amazônia – Projeto Microcentral Canaã*. Itajubá: Centro Nacional de Referências em Pequenas Centrais Hidrelétricas, 2006. Citado 3 vezes nas páginas 14, 15 e 55.
- FILHO, G. L. T.; GALHARDO, C. R. *Um panorama das pequenas centrais no Brasil*. Rio de Janeiro: Ministério de Minas e Energia, 2006. Citado na página 16.
- FILHO, G. L. T. et al. *Pequenos Aproveitamentos Hidroelétricos – Soluções Energéticas para a Amazônia*. 1. ed. Brasília: Ministério de Minas e Energia, 2008. Citado 3 vezes nas páginas 14, 17 e 18.
- FILHO, G. L. T.; NOGUEIRA, F. J. H.; MARCUCCI, F. R. A Micro-turbina hidráulica Indalma: análise de suas características operacionais. *Simpósio Brasileiro sobre Pequenas e Médias Centrais Hidrelétricas*, n. V, 2006. Citado na página 15.
- FLAUZINO, J. P. P. N. et al. Laboratório Divergente: convergindo práticas de ensino e de pesquisa. *Congresso Brasileiro de Educação em Engenharia*, Gramado - RS, 2013. Citado na página 36.
- FOX, R. W. *Introdução à Mecânica dos Fluidos*. 7th. ed. Rio de Janeiro: LTC, 2012. Citado 2 vezes nas páginas 20 e 21.
- GAMA, J. R. Monitoramento Experimental da Rotação e Torque de uma Turbina Hidráulica. *Congresso de Iniciação Científica da UnB*, v. 1, n. 19, 2013. Citado na página 37.
- HENN, É. A. L. *Máquinas de Fluido*. 2th. ed. Rio Grande do Sul: Universidade Federal de Santa Maria, 2006. Citado 5 vezes nas páginas 21, 22, 23, 24 e 53.
- INMET. *Instituto Nacional de Meteorologia*. Brasília, 2014. Disponível em: http://www.inmet.gov.br/prev_clima_tempo/previsao/html/prevcap_DF.html. Citado na página 42.
- MACINTYRE, A. *Maquinas motrizes hidráulicas*. Rio de Janeiro: Guanabara Dois, 1983. Citado 9 vezes nas páginas 21, 23, 24, 28, 30, 31, 39, 52 e 53.
- MICHELS, A. *Sistemática para implantação e avaliação do funcionamento de microssistemas hidrelétricos no interior da Rio Grande do Sul*. Dissertação (Mestrado) — Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Porto Alegre, set. 1991. Citado na página 14.
- NETTO, A. *Manual de Hidráulica*. São Paulo - SP: Edgard Blucher LTDA, 1998. Citado na página 53.

- OLIVEIRA, D. d. S. Avaliação Experimental das Perdas de Carga Através de um Modelo Laboratorial de Turbina Hidráulica. *Congresso de Iniciação Científica da UnB*, v. 1, n. 19, 2013. Citado na página 37.
- PLX, S. *Sistema de Vedação para a Produção de Energia*. Frace: [s.n.], 2014. Citado 2 vezes nas páginas 8 e 17.
- SANTANDER, O. L. S. *Montagem e Instrumentação de uma Bancada para Turbina Hidráulica*. Dissertação (Mestrado) — Universidade de Brasília, Brasília, 2014. Citado na página 37.
- SILVA, J. M. da et al. Laboratório Real de Geração Hidrelétrica – Proposta Metodológica de utilização de Bancada de Ensaio de Turbina Hidráulica no Curso de Engenharia de Energia. *Congresso Brasileiro de Educação em Engenharia*, Gramado - RS, n. XLI, 2013. Citado na página 36.
- SIQUEIRA, M. A. de; Van Els, R. H. Uso de bancada de ensaio de turbina hidráulica em laboratório na formação do engenheiro de energia a partir da disciplina Fontes de Energia e Tecnologias de Conversão. *Congresso Brasileiro de Educação em Engenharia*, Juiz de Fora - MG, 2014. Citado na página 36.
- SONIN, A. A. *The Physical Basis of Dimensional Analysis*. 2th. ed. Cambridge: MIT, 2001. Citado na página 21.
- SOUSA, J. G. M. de; SOUSA, D. F. de; PIRES, J. S. Ensino e Aprendizagem em Laboratório. *Congresso Brasileiro de Educação em Engenharia*, Gramado - RS, 2013. Citado na página 36.
- SOUZA, Z. de; SANTOS, A. H. M.; BORTONI, E. d. C. *Centrais Hidrelétricas: estudos para implantação*. Rio de Janeiro: ELETROBRÁS, 1999. ISBN 85-87083-02-3. Citado na página 24.
- TAYLOR, J. R. *An Introduction to Error Analysis: The Study of Uncertainties in Physical Measurements*. 2th. ed. Sausalito, California: University Science Books, 1997. Citado na página 32.
- WHITE, F. M. *Mecânica dos Fluidos*. 6th. ed. Rio Grande do Sul: McGRAW-HILL BRASIL, 2011. ISBN 978-85-63308-21-4. Citado 5 vezes nas páginas 20, 21, 22, 30 e 53.

APÊNDICE A – MEDIÇÃO DE VAZÃO VOLUMÉTRICA

1 - Introdução

O método do vertedor é o método que utiliza dispositivo, introduzido perpendicularmente às linhas de corrente, que possui abertura por onde o fluxo passa. A vazão deve ser determinada a partir da leitura da carga hidráulica no vertedor, (ABNT, 1995). A norma também estabelece que:

- Para vazões menores que $30l/s$, os vertedores triangulares oferecem maior precisão;
- Para vazões estimadas entre $30l/s$ e $300l/s$, os vertedores triangulares e retangulares oferecem a mesma precisão;
- Para vazões acima de $300l/s$, os vertedores retangulares são os mais indicados por possuírem coeficientes de vazão mais bem definidos.

2 - Materiais

Esse experimento será realizado na bancada para ensaio de turbinas hidráulicas no laboratório do curso de Engenharia de Energia no campus da Faculdade UnB Gama - FGA, da Universidade de Brasília.

A bancada está instalada no laboratório de TermoFluidos no prédio Unidade de Ensino e Docência (UED) e é composta principalmente pelos seguintes itens:

1. Inversor de frequência WEG *CFW09*;
2. Bomba KSB *ETAN100 – 250*, $Q = 184,4m^3/h$, $H = 21,3mca$;
3. Reservatório de água capacidade de $1000l$;
4. Vertedor triangular;

Conforme evidenciado na *NBR 13403* o vertedor que melhor se aplica é o vertedor triangular, Fig. (23), pois a vazão máxima que a bomba fornece é de $51l/s$.

3 - Procedimentos Experimentais

Item 1 - Da equação da conservação mássica, considerando o escoamento incompressível, temos que a vazão volumétrica Q pode ser calculada utilizando a Eq. (41). Sendo V a velocidade do escoamento e A a respectiva área.

$$Q = V \cdot A \tag{41}$$

Em termos diferenciais a vazão volumétrica assume a forma $dQ = V \cdot dA$.

Considerando um lugar distante o suficiente para a velocidade ser nula e outro na proximidade do vertedor, o termo da velocidade pode ser determinado através da aplicação direta da Equação de Bernoulli, neste caso a velocidade assume o valor de $V = \sqrt{2gz}$.

Admitindo-se uma faixa horizontal de altura infinitesimal dz e comprimento x , conforme Fig. (23) Temos que:

$$dQ = \sqrt{2gz} \cdot x \cdot dz \tag{42}$$

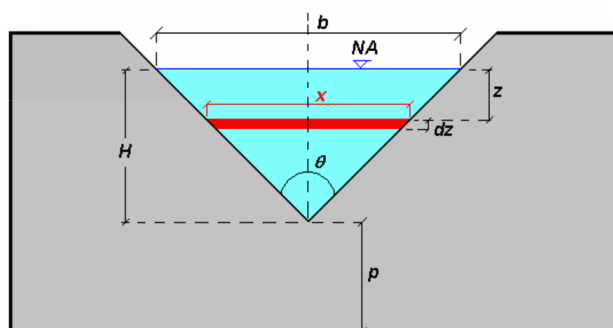


Figura 23 – Vertedor triangular

Utilizando os conhecimentos de semelhança de triângulos e trigonometria e tendo como base a Eq. (42), mostre que a vazão volumétrica teórica para o vertedor triangular pode ser calculada pela Eq. (43).

$$Q_t = \frac{8}{15} \cdot \sqrt{2g} \cdot \tan(\theta/2) \cdot H^{5/2} \tag{43}$$

Onde:

Q_t é a vazão teórica em $[m^3/s]$;

H é a altura da lâmina d'água medida a partir do vértice do triângulo, em metros $[m]$.

Item 2 - O valor teórico muitas vezes difere do valor experimental. Neste caso é necessário usar um fator de correção chamado de *Coefficiente de Descarga* C_d , onde pode ser calculado através da Eq. (44).

$$Q_r = C_d \cdot Q_t \tag{44}$$

Realize três medições e use o valor da vazão dada pelo medidor eletromagnético como o valor de Q_r para calcular o valor de C_d .

Item 3 - Conforme exposto em (CPRH, 2004) e (MACINTYRE, 1983), a equação de descarga para este tipo de vertedor com ângulo central igual a 90° , sem contração lateral, é dada pela equação de Thompson, Eq. 45.

$$Q = 1,4. H^{5/2} \quad (45)$$

Calcule a vazão volumétrica pela Eq. (45)

Item 4 - Faça o estudo de propagação de incertezas de todo o experimento e plote um gráfico comparando as Eq. (43), (44) e (45).

APÊNDICE B – AVALIAÇÃO EXPERIMENTAL DAS PERDAS DE CARGA EM ESCOAMENTOS INTERNOS

1 - Introdução

Pelo Primeiro Princípio da Termodinâmica, sabe-se que a energia não pode ser criada ou destruída, mas apenas transformada. O que se costuma chamar de perdas são, na realidade, processos irreversíveis que ocorrem no funcionamento de máquinas, onde formas de energia mais nobre como a mecânica, por exemplo, degradam-se, transformando-se em energia de qualidade inferior, como calor e energia interna, (HENN, 2006).

Em escoamentos internos viscosos, as perdas de carga devem ser consideradas, pois influenciam diretamente no dimensionamento hidráulico do sistema. Em geral, tal estimativa é realizada utilizando equações propostas na literatura. A resistência ao escoamento no caso de regime laminar é devida inteiramente à viscosidade. Quando o escoamento se faz em regime turbulento, a resistência é o efeito combinado das forças devidas à viscosidade e à inércia. Nesse caso, a distribuição de velocidade na canalização depende da turbulência, maior ou menor, e esta é influenciada pelas condições das paredes, (NETTO, 1998).

Conforme exposto em (MACINTYRE, 1983), podemos definir perda de carga como a queda de pressão total durante um escoamento, podendo ser ocasionadas por:

- Queda de pressão gravitacional, devido à variação da altura vertical do escoamento;
- Perda de carga por pressão inercial, devido à variação de energia cinética do escoamento;
- Perda de carga por atrito, devido aos efeitos de dissipação viscosa do fluido.

As canalizações, na prática, não são constituídas exclusivamente por tubos retilíneos e de mesmo diâmetro. Usualmente, incluem ainda peças especiais e conexões que, pela forma e disposição, elevam a turbulência, provocam atritos e causam o choque de partículas, dando origem a perdas de carga. Além disso, apresentam-se nas canalizações outras singularidade, como válvulas, registros, medidores entre outros que também são responsáveis por perdas de carga. Podemos classificar a perda de carga em dois grupos: perdas distribuídas e localizadas, (WHITE, 2011).

2 - Materiais

Esse experimento será realizado na bancada para ensaio de turbinas hidráulicas no laboratório do curso de Engenharia de Energia no campus da Faculdade UnB Gama - FGA, da Universidade de Brasília.

A bancada está instalada no laboratório de TermoFluidos no prédio Unidade de Ensino e Docência (UED) e é composta principalmente pelos seguintes itens:

1. Inversor de frequência WEG *CFW09*;
2. Bomba KSB *ETAN100 – 250*, $Q = 184,4m^3/h$, $H = 21,3mca$;
3. Tubulações com diâmetros nominais de 4" e 6";
4. Reservatório de água capacidade de 1000l;
5. Medidores de pressão;
6. Vertedor triangular;
7. rugosidade $\varepsilon = 13,11\mu'' = 332,994\mu m$, medido no SENAI-GAMA;
8. Trena 5m;

3 - Procedimentos Experimentais

Item 1 - Meça o comprimento da tubulação com o auxílio da trena métrica, calcule a velocidade do escoamento interno, o nº de Reynolds e o fator de atrito para três valores de vazões;

Item 2 - Calcule as perdas de carga distribuídas e localizadas para todo trajeto do escoamento, utilizando as vazões do item anterior;

Item 3 - Faça o estudo de propagação de incertezas do experimento

Item 4 - Plote um gráfico comparando a distribuição de pressão do escoamento para os casos sem perda de carga, com a perda teórica e com o resultado experimental.

APÊNDICE C – ANÁLISE DE EFICIÊNCIA

1 - Introdução

As centrais hidrelétricas são empreendimentos que possibilitam a conversão da energia hidráulica (a energia de pressão e a energia cinética) de um fluido em energia elétrica, essa conversão acontece utilizando o conjunto turbina/gerador.

As turbinas hidráulicas são máquinas motrizes, que realizam a conversão da energia hidráulica de um fluido em energia mecânica na forma de torque e velocidade de rotação.

Os principais tipos de turbinas hidráulicas são as Francis, as Axiais e as Pelton.

A turbina Indalma, utilizada neste experimento, é uma turbina inventada, patenteada e desenvolvida pela empresa Indalma, localizada em Santarém (PA). Ela tem uma fabricação muito simples e robusta, fabricada quase artesanalmente, porém é capaz de suportar com tranquilidade as condições de trabalho na região Amazônica e apresenta rendimentos razoáveis, considerando-se as alturas de quedas e vazões disponíveis nesta região, (FILHO, 2006).

O freio de Prony implementado na bancada é um dispositivo que serve para medir o torque ou a potência de eixo caso possua o valor da rotação. É utilizado um tipo de freio semelhante ao freio de cinta de fricção mecânica.

O torque é definido como sendo produto vetorial entre o vetor r com a força F , seu módulo é dado por $|\tau| = |r||F| \sin(\theta)$.

Na configuração utilizada, tem-se que $\theta = 90^\circ$, logo o módulo do torque pode ser calculado utilizando a Eq. (46).

$$\tau = r(F_1 - F_2) \quad (46)$$

Onde τ o representa torque, em $(N.m)$; r o raio da cinta, em metros (m) ; F_1 e F_2 as leitura das células de carga, em Newton N .

2 - Materiais

Esse experimento será realizado na bancada para ensaio de turbinas hidráulicas no laboratório do curso de Engenharia de Energia no campus da Faculdade UnB Gama - FGA, da Universidade de Brasília.

A bancada, Fig. (24), está instalada no laboratório de TermoFluidos no prédio Unidade de Ensino e Docência (UED) e é composta principalmente pelos seguintes itens:

1. Inversor de frequência WEG CFW09;

2. Motor WEG, trifásico, $1750RPM$, $25CV$, $60Hz$;
3. Bomba KSB *ETAN100 – 250*, $Q = 184,4m^3/h$, $H = 21,3mca$;
4. Turbina Indalma com diâmetro de entrada de saída de 4”;
5. Reservatório de água capacidade de $1000l$;
6. Medidores de pressão;
7. Medidor de vazão volumétrica *CONTECH* modelo *CTHHD 4”*;
8. Vertedor triangular;
9. Células de carga da marca *MK* modelo *CSA/ZL – 20*;
10. Sensor indutivo *JNG* modelo *LM8 – 3002NA*;
11. Válvulas manuais para o sistema de controle de pressão auxiliar.

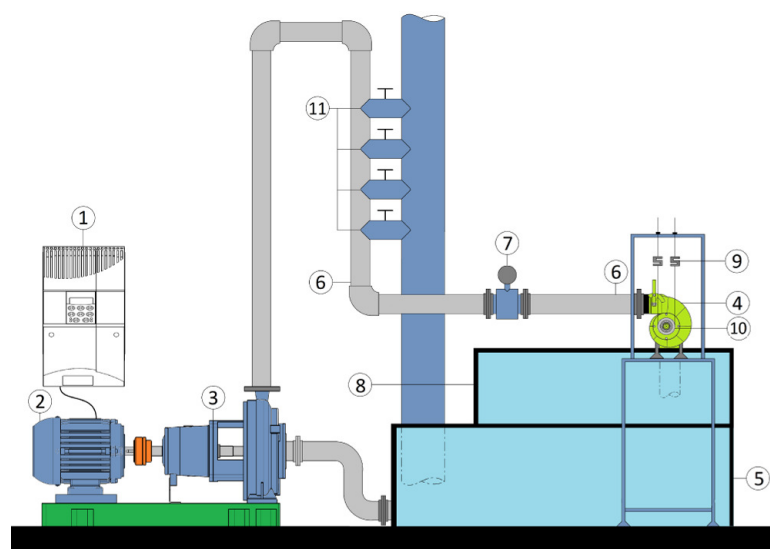


Figura 24 – Instalação para ensaio de turbinas hidráulicas

3 - Procedimentos Experimentais

1. Realizar o experimento utilizando as vestimentas adequadas (calça e sapato fechado);
2. Com o freio de prony não acionado, altere os parâmetros no inversor de frequência fixando uma altura líquida de queda em $4mca$;
3. Verifique se o escoamento está livre de bolhas de ar e ajuste se necessário;

4. Espere no mínimo 30seg para estabilizar os dados e anote os valores vazão, rotação, força e de pressão entre a entrada e a saída da turbina,
5. Aplique parafina entre a cinta e o disco metálico para diminuir o atrito sempre que julgar necessário;
6. Tensione manualmente o freio de prony de modo a aumentar suavemente a carga na turbina;
7. Reduza, de forma gradual, a rotação da turbina para um valor próximo a 500r.p.m, repetindo os procedimentos 4 a 6, quantas vezes julgar necessário.

Item 1 - Plote as curvas de desempenho da turbina para os valores de potência de eixo e eficiência em função da rotação.

Item 3 - Qual o ponto ótimo de operação da turbina para o valor de queda utilizado?

Item 2 - Faça a propagação de incertezas do experimento, descrevendo as equações utilizadas nos itens anteriores bem como as as incertezas instrumentais;