



**Universidade de Brasília - UnB
Faculdade UnB Gama - FGA
Curso de Engenharia de Energia**

**BANCADA DIDÁTICA PARA TURBINA KAPLAN:
PROJETO, CONSTRUÇÃO E ESTUDO
EXPERIMENTAL**

**Autora: Gislaine Barbosa Rocha
Orientador: Dr. Luciano Gonçalves Noletto**

**Brasília, DF
2015**



Gislaine Barbosa Rocha

BANCADA DIDÁTICA PARA TURBINA KAPLAN: PROJETO, CONSTRUÇÃO E ESTUDO EXPERIMENTAL

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.

Orientador: Dr. Luciano Gonçalves Noletto

**Brasília, DF
2015**

CIP – Catalogação Internacional da Publicação

Barbosa Rocha, Gislaine.

Bancada Didática para Turbina Kaplan: Projeto, Construção e Estudo Experimental / Gislaine Barbosa Rocha. Brasília, DF, 2015.

Trabalho de Conclusão de Curso – Universidade de Brasília – UnB Faculdade UnB Gama – FGA, 2015.

Orientador: Dr. Luciano Gonçalves Noleto.

1. Turbina Kaplan. 2. Perda de carga. 3. Curva de desempenho. I. Dr. Luciano Gonçalves Noleto. II. Universidade de Brasília. III. Faculdade UnB Gama.

CDU Classificação



BANCADA DIDÁTICA PARA TURBINA KAPLAN: PROJETO, CONSTRUÇÃO E ESTUDO EXPERIMENTAL

Gislaine Barbosa Rocha

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 03/12/2015 apresentada e aprovada pela banca examinadora abaixo assinada:

Prof. Doutor Luciano Gonçalves Noletto, UnB/ FGA
Orientador

Prof. Doutora Maria Vitória Duarte Ferrari, UnB/ FGA
Membro Convidado

Prof. Doutor Jorge Andrés Cormane, UnB/ FGA
Membro Convidado

Brasília, DF
2015

Dedico esse trabalho aos meus pais, Jaci e Conceição, às minhas irmãs, Bárbara e Maísa e ao meu noivo, Reginaldo, que tanto me apoiaram e me incentivaram desde o início desta jornada.

AGRADECIMENTOS

Meus sinceros agradecimentos,

À Deus, que me deu o dom da vida e me abençoou durante todo esse tempo. Obrigada por ter me dado forças e por ter me levantado a cada vez que cai, foi assim que aprendi a correr atrás dos meus sonhos.

Aos meus pais, Jaci e Conceição, que são as pessoas mais importantes da minha vida. Eles que foram fundamentais para meu crescimento intelectual e pessoal e que sempre acreditaram em mim. Sem eles eu não teria chegado onde cheguei.

Às minhas irmãs, que aturaram minhas chatices e meu estresse durante muitos momentos. Agradeço pelos momentos inesquecíveis de felicidade.

Ao meu noivo, que sempre esteve ao meu lado desde o começo de tudo. Obrigada por me amar e me compreender mesmo quando não mereço.

À minha família, por todo apoio e força.

Aos meus amigos de faculdade que estiveram ao meu lado durante esse tempo e foram essenciais para tornar o período da faculdade mais agradável e menos estressante. Agradeço pelas conversas, pela companhia nos estudos e pela amizade. Agradecimento especial ao amigo Charles, que me ajudou na fase de construção da bancada e à amiga Ina pela ajuda com a parte experimental deste trabalho.

Aos colegas da turma de Sistemas Hidrelétricos que me ajudaram na parte da montagem da bancada.

Aos meus amigos de coração que me estimularam a ser cada dia melhor e que souberam entender todas as vezes que precisei me ausentar.

Aos amigos que fiz durante o intercâmbio. Levo cada um de vocês no meu coração. Agradeço pela companhia nos passeios de bicicleta, nas trilhas que inventávamos, nos treinos de tênis, nas comidas gostosas que fazíamos, nos filmes e durante todo o tempo que fiquei longe de casa. Vocês foram fundamentais para mim durante essa fase da minha vida.

Ao professor orientador, Luciano Gonçalves Noletto, por sua disposição em me orientar e escutar todos os questionamentos que apareceram ao longo do trabalho. Agradeço por sua dedicação e cordialidade.

Aos mestres da Faculdade UnB Gama que tanto me ensinaram.

À todos que de alguma forma fizeram parte desta etapa da minha vida.

“Que os vossos esforços desafiem as impossibilidades, lembrai-vos de que as grandes coisas do homem foram conquistadas do que parecia impossível.”

(Charles Chaplin)

RESUMO

O presente trabalho tem como objetivo geral o projeto, a construção e o estudo experimental de uma bancada didática para turbina Kaplan no laboratório de Termofluidos da Faculdade UnB Gama, como recurso didático para disciplinas do curso de Engenharia de Energia e para o desenvolvimento de projetos de extensão. Para tal, fez-se o estudo numérico das perdas de carga para duas configurações diferentes e foi escolhida a mais viável ao projeto levando em consideração o orçamento e o tempo disponíveis para a montagem. Como resultados são apresentados, a modelagem 3D da nova configuração da bancada, sua montagem final e uma curva de desempenho da turbina. Estes resultados mostram que a configuração escolhida para a bancada foi adequada pois a turbina não sofreu interferências significativas em seu comportamento. Obteve-se uma curva de potência de saída versus rotação, similar ao que é esperado do comportamento teórico característico de turbinas.

Palavras-chave: Perda de carga. Potência de eixo. Curva de desempenho.

ABSTRACT

This study has as overall goal the design, construction and experimental tests of a workbench for a Kaplan turbine in the laboratory of Thermal Fluids of the Faculty UnB Gama, serving as a teaching resource for subjects in the Energy Engineering major and for development of future projects. To this end, it was made the numerical study of head losses for two different configurations and was chosen the most viable project taking into account the budget and the time available to assembly. In the end, the 3D modeling of the new workbench configuration, its final assembly and a turbine performance curve are presented as results. These results show that the configuration chosen for the workbench was adequate because the turbine did not suffer significant interferences in its behavior. It was obtained an output power versus rotation curve similar to what is expected for turbines.

Keywords: Head loss. Output power. Performance curve.

LISTA DE FIGURAS

Figura 1 – Configuração de um turbina Kaplan – Voith.....	17
Figura 2 – Instalação para ensaio de turbinas hidráulicas – OLIVEIRA, 2014.	18
Figura 3 – Mangote de conexão.....	21
Figura 4 – Curva de 90°.....	21
Figura 5 – Vertedor triangular com $\alpha = 90^\circ$	23
Figura 6 – Configuração final da bancada de teste turbina Kaplan.....	25
Figura 7 – Variação de potência em função da rotação – MACINTYRE, 1983.	26
Figura 8 – Potência versus Rotação com linhas de tendência.....	26
Figura 9 – Vista Isométrica.....	36
Figura 10 – Vista do topo.	36
Figura 11 – Vista do lado esquerdo.....	37
Figura 12 – Vista frontal.	37

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 – Orçamento.....	20
Tabela 2 – Componentes da tubulação e seus comprimentos.....	34

LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS

3D	Tridimensional
ABNT	Associação Brasileira de Normas Técnicas
CAD	<i>Computer aided design</i>
cm	Centímetro
FGA	Faculdade UnB Gama
kW	Quilowatts
L	Litro
m	Metro
mca	Metro de coluna d'água
mm	Milímetro
MW	Megawatts
NBR	Norma Brasileira regida pela ABNT
UnB	Universidade de Brasília

LISTA DE SÍMBOLOS

D	Diâmetro (m)
f	Fator de atrito (adimensional)
F_1, F_2	Força (N)
g	Aceleração gravitacional ($m.s^{-2}$)
h	Altura da lâmina d'água no vertedor (m)
H	Altura de queda líquida (m)
J	Perda de carga (mca)
K	Coefficiente de perdas localizadas (adimensional)
L	Comprimento (m)
P_{in}	Potência hidráulica (W)
P_{out}	Potência de eixo (W)
Q	Vazão volumétrica ($m^3.s^{-1}$)
r	Raio (m)
Re	Número de Reynolds (adimensional)
v	Velocidade ($m.s^{-1}$)

Símbolos Gregos

α	Medida angular ($^\circ$)
ε	Rugosidade absoluta (mm)
γ	Peso específico ($N.m^{-3}$)
μ	Coefficiente de viscosidade dinâmica ($N.s.m^{-2}$)
θ	Medida angular ($^\circ$)
ν	Coefficiente de viscosidade cinemática ($m^2.s^{-1}$)
τ	Torque (N.m)
ω	Velocidade angular ($rad.s^{-1}$)

Sumário

1	INTRODUÇÃO	14
1.1	MOTIVAÇÃO	14
1.2	OBJETIVOS.....	15
1.2.1	Objetivo geral	15
1.2.2	Objetivos específicos	15
1.3	ORGANIZAÇÃO DO TRABALHO.....	15
2	REFERENCIAL TEÓRICO	16
2.1	TURBINA KAPLAN.....	17
2.2	ESTRUTURA DA BANCADA DE TESTE PARA TURBINAS HIDRÁULICAS .	18
3	FORMULAÇÃO MATEMÁTICA	19
4	METODOLOGIA	20
4.1	ENSAIO DA BANCADA.....	22
4.1.1	Vazão	23
4.1.2	Rotação.....	23
4.1.3	Torque.....	23
5	RESULTADOS E DISCUSSÃO	25
6	CONCLUSÃO E TRABALHOS FUTUROS	28
	REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS	29
	ANEXO I	31
	ANEXO II	33
	ANEXO III	36

1 INTRODUÇÃO

1.1 MOTIVAÇÃO

Perante o contexto de geração e aproveitamento de energia no Brasil e diante da complexidade no funcionamento das turbinas hidráulicas, procura-se por métodos que qualifiquem os futuros Engenheiros do mercado de trabalho. Métodos estes que façam com que o Engenheiro seja capaz de projetar, dimensionar e analisar estas máquinas de fluxo (KRAULICH e OST, 2013).

Dessa forma, os ensaios experimentais têm sua importância baseada no fato de que para conhecer o comportamento de uma turbina hidráulica é necessário que se realize medições e testes, os quais podem ser feitos em laboratórios. Estes devem possuir os instrumentos e equipamentos mínimos necessários para a realização dos ensaios.

Em (OLIVEIRA, 2013), foi apresentado o desenvolvimento e instalação da bancada para ensaios em pico-turbinas hidráulicas (até 20kW) no laboratório de Termofluidos da Faculdade UnB Gama – FGA. Neste trabalho também foram realizados ensaios para se obter as curvas de desempenho na turbina tipo Indalma, que foi a turbina instalada inicialmente na bancada de teste.

Já em (BARBOSA, 2014), foi apresentada a influência do uso do tubo de sucção na eficiência de uma turbina hidráulica tipo Indalma. Neste estudo foram utilizados diferentes difusores acoplados à saída da turbina a fim de definir aquele que garantisse a melhor eficiência.

A bancada também já foi utilizada em dois trabalhos de iniciação científica com temas desenvolvidos em (OLIVEIRA, 2013) e (GAMA, 2013) por alunos de Engenharia de Energia da Faculdade UnB Gama.

Além do seu uso em pesquisas, as instalações hidráulicas também podem ser utilizadas como recurso didático para disciplinas ministradas na graduação, como forma de fixação dos conteúdos aprendidos em sala de aula. É o que ocorre no curso de Engenharia de Energia, da Faculdade UnB Gama – FGA, nas disciplinas de Dinâmica dos Fluidos, Máquinas de Fluxo e Sistemas Hidroelétricos, em que o aluno tem a oportunidade de unir teoria à prática.

1.2 OBJETIVOS

1.2.1 Objetivo geral

O presente trabalho tem como objetivo principal o projeto, construção e estudo experimental de uma bancada de teste de turbina Kaplan no laboratório de Termofluidos da Faculdade UnB Gama (FGA) como recurso didático para disciplinas ministradas no curso de Engenharia de Energia da FGA e para desenvolvimento de projetos de extensão.

1.2.2 Objetivos específicos

- Realizar estudo das perdas de carga nas duas configurações propostas para a bancada;
- Projetar a configuração que seja mais viável, levando em consideração o orçamento e o tempo disponíveis para a montagem da bancada de teste;
- Montar a bancada de acordo com a modelagem feita em 3D no Siemens NX 10.0;
- Realizar ensaios que sejam capazes de obter dados de vazão, torque e rotação a fim de caracterizar o comportamento da turbina Kaplan.

1.3 ORGANIZAÇÃO DO TRABALHO

Visando atingir os objetivos apresentados na Seção 1.2, este trabalho está dividido em seis capítulos. Após uma breve introdução do tema descrita no primeiro capítulo, o Estado da Arte é apresentado no segundo capítulo. Nele são descritos o conceito de turbina e suas classificações, as características de uma Turbina Kaplan e uma sucinta descrição da bancada de teste para turbinas hidráulicas. O terceiro capítulo, Formulação Matemática, traz as equações matemáticas que serão utilizadas no decorrer do trabalho para cálculo de perdas e potência de eixo da turbina. A metodologia utilizada para a construção da bancada de teste é apresentada no quarto capítulo. No quinto capítulo são expostos os resultados do estudo experimental com imagens da modelagem final da bancada e suas análises. Por fim, no sexto capítulo, as conclusões do trabalho são expostas e algumas propostas para trabalhos futuros são sugeridas.

2 REFERENCIAL TEÓRICO

Em vários lugares do mundo, turbinas hidráulicas são empregadas para produzir energia elétrica através do movimento da água. Turbina é uma máquina de fluxo que converte energia do fluido em trabalho mecânico de eixo, onde os principais fluidos de trabalho são água, vapores e gases. O rotor da turbina (componente móvel) transfere a energia disponível no líquido para o eixo e o torque gerado nesse eixo pode acionar um gerador elétrico. Turbinas hidráulicas podem produzir quantidades variadas de energia dependendo de seu tamanho e capacidade, desde microunidades que geram 5 kW a instalações hidrelétricas de grande porte que podem produzir acima de 400 MW (POTTER e WIGGERT, 2013).

As turbinas são divididas em dois tipos: turbinas de ação e de reação. Nas turbinas de ação toda a energia disponível do escoamento é transformada em energia cinética a pressão atmosférica, por meio de um bocal, antes do fluido entrar em contato com as pás móveis. A turbina Pelton é um exemplo clássico desse tipo de turbina. Já em uma turbina de reação, onde o fluido de trabalho preenche completamente as passagens, parte da energia do fluido é transformada em energia cinética durante sua passagem por perfis ajustáveis antes da entrada no rotor e o restante dessa transformação ocorre no próprio rotor. Alguns dos exemplos mais difundidos desse tipo são as turbinas Francis e Kaplan (STREETER, 1909).

As turbinas também podem ser classificadas, em função da direção do escoamento, como radial, mista e axial. Em turbinas de fluxo radial, a trajetória do fluido é predominantemente no plano de rotação. A turbina Francis é um exemplo desse tipo de turbina. Para escoamentos parcialmente axiais e parcialmente radiais, diz-se que o escoamento é misto (MASSEY, 2002).

Já em turbinas de fluxo axial, o escoamento do fluido é paralelo ao eixo de rotação. Essas podem ser instaladas vertical ou horizontalmente e são adequadas para instalações de pequena carga. Um exemplo é a turbina Kaplan que possui pás articuladas, o que permite que o ângulo da pá seja adaptado de acordo com as alterações na carga (POTTER e WIGGERT, 2013).

A bancada de teste desenvolvida por este trabalho abrigará uma turbina deste mesmo tipo, Kaplan, de fluxo axial.

2.1 TURBINA KAPLAN

A turbina Kaplan foi concebida em 1912 pelo engenheiro austríaco Victor Kaplan (1876-1934) e são máquinas de eixo vertical ou horizontal que possuem pás móveis as quais permitem uma regulação de acordo com a vazão. São adequadas para operar em baixas quedas, normalmente entre 15 e 40 metros, porém com médias e altas vazões, com potências unitárias de 30 a 250 MW. Essas turbinas operam em uma ampla faixa de vazões. As usinas Kaplan podem auxiliar a acomodar reservatórios de menor tamanho quando usadas em configuração a fio d'água (ALSTOM, 2012).

A configuração de pás ajustáveis e palhetas diretrizes permitem uma produção eficiente para uma vasta gama de quedas e vazões. Esse aspecto torna-se muito importante, visto que essas turbinas são frequentemente usadas em lugares em que a estação do ano interfere nas vazões e quedas dos rios. A potência unitária aumenta quando a configuração da turbina é vertical pois permite diâmetros de rotor muito maiores, mais de 10 metros, o que faz com que o número de unidades necessárias diminua (ALSTOM, 2012).

A Figura (1) apresenta a configuração de uma turbina Kaplan.

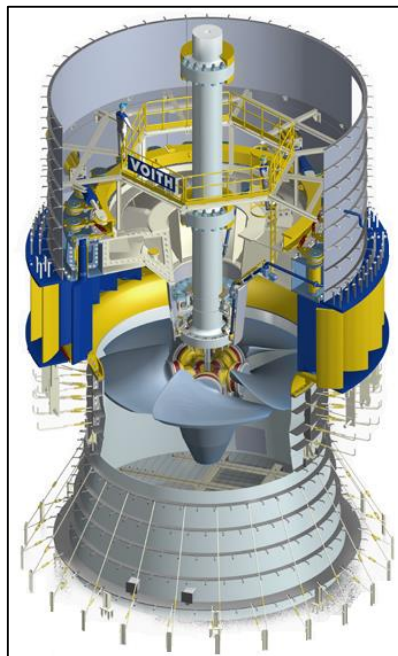


Figura 1 – Configuração de uma turbina Kaplan – VOITH.

2.2 ESTRUTURA DA BANCADA DE TESTE PARA TURBINAS HIDRÁULICAS

Uma bancada de teste para turbinas hidráulicas começou a ser desenvolvida em 2012 no laboratório de Termofluidos na Faculdade UnB Gama (FGA), na Universidade de Brasília, tendo sua parte mecânica concluída em 2013. Esta bancada foi projetada para ensaiar duas turbinas: a turbina Indalma e uma turbina Kaplan. (OLIVEIRA, 2014).

A Figura (2) representa a instalação para ensaio de turbinas hidráulicas, sendo:

1. Inversor de frequência WEG CFW09;
2. Motor WEG, trifásico, 1750RPM, 25CV, 60Hz;
3. Bomba KSB ETAN100 – 250, $Q = 184,4\text{m}^3/\text{h}$, $H = 21,3\text{mca}$;
4. Turbina Indalma com diâmetro de entrada de saída de 4”;
5. Reservatório de água com 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.

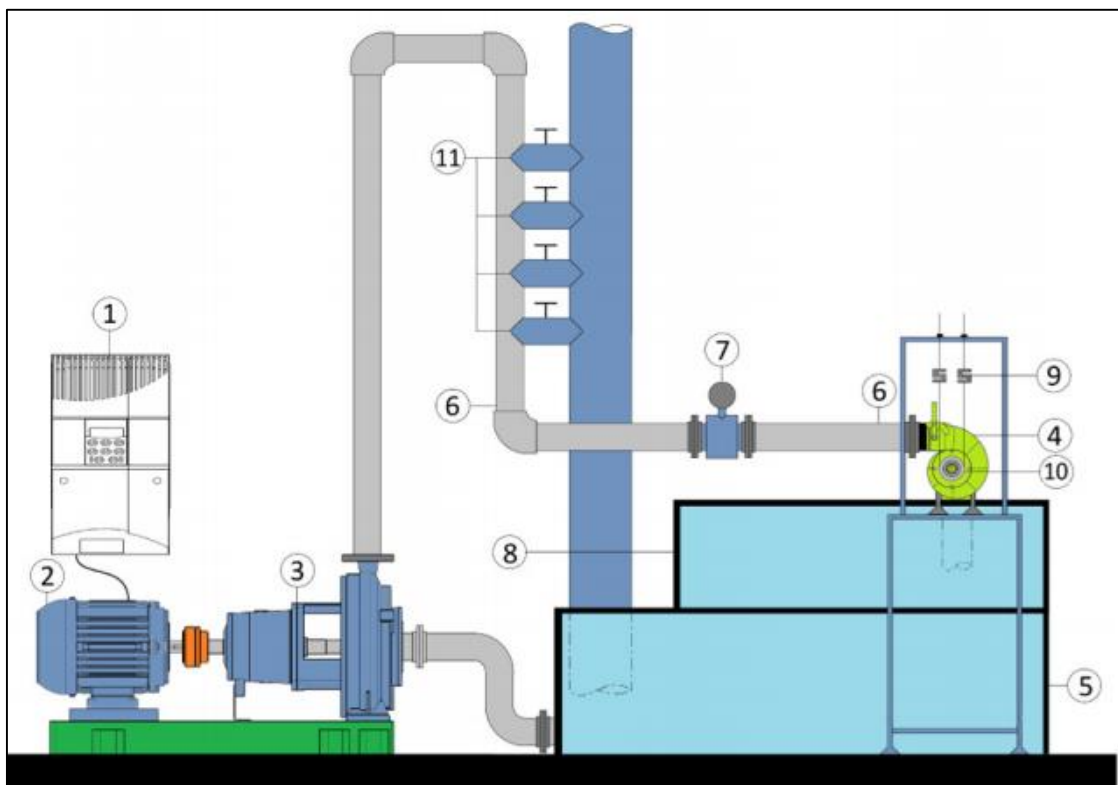


Figura 2 – Instalação para ensaio de turbinas hidráulicas – OLIVEIRA, 2014.

3 FORMULAÇÃO MATEMÁTICA

A energia cedida pelo líquido que escoar em tubulações, válvulas, conexões etc., devido ao atrito contra as paredes, atrito interno e perturbações no escoamento, é conhecida como perda de carga e é representada por J . A perda de carga entre dois pontos de um encanamento pode ser definida como a energia perdida pelo líquido entre estes pontos (MACINTYRE, 1983).

O cálculo desta perda de energia depende de alguns parâmetros tais como fator de atrito, viscosidade, número de Reynolds e rugosidade dos encanamentos e é calculada pela equação de Darcy-Weisbach, Eq. (1), utilizada universalmente para análise de escoamentos em tubos:

$$J = f \cdot \frac{L}{D} \cdot \frac{v^2}{2g} \quad (1)$$

Onde,

f = fator de atrito (*adimensional*);

L = comprimento da tubulação (m);

v = velocidade do fluido ($m.s^{-1}$);

D = diâmetro interno da tubulação (m);

g = aceleração da gravidade ($m.s^{-2}$).

A perda de carga localizada ocorre em trechos singulares da tubulação tais como válvulas, curvas, joelhos, junções etc. e estes, por provocarem uma variação de velocidade muito brusca, aumentarem o atrito, causarem turbulência, mudarem a direção e provocarem choques das partículas líquidas, acabam intensificando ainda mais a perda de energia. Para isto, foi utilizado o método dos comprimentos equivalentes que se baseia no fato de que cada conexão acarreta uma perda de carga equivalente à que seria produzida por um comprimento de encanamento com o mesmo diâmetro (MACINTYRE, 1983).

A potência de eixo, necessária para acionar um gerador é definida pela Eq. (2) abaixo:

$$P_{out} = \omega \cdot \tau \quad (2)$$

Onde,

ω = velocidade angular ($rad.s^{-1}$);

τ = torque ($N.m$).

4 METODOLOGIA

Para atingir o objetivo principal deste trabalho, ao início do segundo semestre de 2015, na disciplina de Sistemas Hidrelétricos, foi decidido que a parte prática de montagem da bancada para a turbina Kaplan seria realizada com a ajuda dos alunos da matéria.

A princípio, tinha-se uma ideia para a configuração da bancada didática, porém, ao explicar o projeto inicial, outra proposta foi sugerida pelos alunos pois aparentava ser mais prática. A configuração 1 sugeria acoplar a turbina Kaplan à tubulação por meio de um joelho de 90° que seriam conectados por baixo da mesa de apoio da bancada existente apresentada na seção 2.2 deste trabalho. A configuração 2, recomendada pelos alunos, propunha que a turbina fosse sustentada por um suporte e que esta seria acoplada diretamente à tubulação antiga, sendo necessário o deslocamento da entrada da turbina para que a mesma pudesse ser conectada.

Desta forma, foi necessário realizar os cálculos das perdas de carga para cada uma das duas configurações para que fosse decidido o modelo mais viável levando em consideração as perdas de energia ao longo do encanamento, o tempo e orçamento disponíveis. Para este cálculo adotou-se: 0,005 *mm* como a rugosidade do PVC; 0,0512 $m^3.s^{-1}$ como a vazão da bomba; 0,893x10⁻⁶ $m^2.s^{-1}$ como a viscosidade cinemática e considerou-se o escoamento turbulento.

Após o estudo destes parâmetros, decidiu-se que apesar de possuir uma perda de carga 6,4% maior do que a outra configuração, devido ao joelho de 90°, a configuração 1 foi a que melhor se adequou ao orçamento e tempo disponíveis para a execução do projeto.

O próximo passo foi verificar os materiais que seriam usados para a montagem e realizar um orçamento destas peças. A Tab. (1) abaixo cita os materiais que foram necessários para a instalação da turbina na bancada de ensaio.

Tabela 1 – Orçamento.

Material	Quantidade	Preço
Flange roscada 4"	1	R\$ 133,00
Nípel para mangote 4"	2	R\$ 86,90
Abraçadeiras	2	R\$ 23,94
Total		R\$ 243,84

Em seguida, a configuração escolhida para a bancada de teste foi modelada no Siemens NX 10.0, um programa de desenho CAD, para que se tivesse uma documentação do trabalho.

Com todos os materiais disponíveis, a montagem da bancada teve início, sendo realizada por toda a turma. O mangote, representado pela Fig. (3), com diâmetro de 9,8 *cm*, espessura de 0,7 *cm* e comprimento de 150 *cm*, foi utilizado por conter características semelhantes ao mangote existente na bancada.



Figura 3 – Mangote de conexão.

A Figura (4) mostra o joelho de 90° que foi conectado entre o mangote e a entrada da turbina.



Figura 4 – Curva de 90°.

As conexões entre os componentes da bancada foram realizadas com vedarosa e cola silicone. Com a bancada já instalada e todas as suas configurações realizadas, partiu-se para a análise de desempenho da turbina em que os alunos não participaram.

Os ensaios experimentais deste trabalho foram feitos no laboratório de Termofluidos da Faculdade UnB Gama. As medições foram realizadas em três ensaios mantendo-se sempre a pressão no manômetro da direita constante em 1,4 *mca* e a rotação inicial da bomba em 820 *rpm*.

O primeiro passo, com a bancada ainda desligada, foi anotar os valores de altura no vertedouro (0,18 *m*) para posterior auxílio no cálculo da vazão e do raio do eixo (0,053 *m*), necessário na determinação do torque.

Em seguida, ligou-se o inversor de frequência na função P002 e a rotação inicial da bomba foi ajustada a 820 *rpm*, acionando deste modo o sistema de bombeamento da bancada.

Posteriormente, garantiu-se que o sistema estava estabilizado e foram anotados os valores de altura no vertedouro, rotação do eixo, pressão na subida e descida da tubulação para a turbina em vazio. A partir da segunda medição, foi adicionada carga ao sistema e passou-se a anotar também os valores de massa referentes à medição nas balanças conectadas às células de carga.

Tracionava-se manualmente o freio de Prony para aumentar a carga cedida ao sistema, tomando o cuidado de manter a pressão no manômetro à direita constante em 1,4 *mca*. Caso esta pressão aumentasse, a rotação no inversor de frequência deveria ser ajustada.

Repetiram-se as etapas de estabilização da bancada em diante, por ao menos dez vezes até que a turbina parasse de funcionar devido à baixa rotação e alta carga submetida a ela.

A vazão, torque e a potência de eixo da bancada de ensaio foram calculados a partir dos dados medidos acima.

4.1 ENSAIO DA BANCADA

Para os ensaios da bancada, foram necessários definir métodos para o cálculo da vazão e do torque; e medição da rotação os quais são representados a seguir.

4.1.1 Vazão

Neste trabalho foi realizada a medição de vazão pelo método do vertedouro triangular, Fig. (5), em conformidade com a NBR 13403 (ABNT, 1995), por ser o método mais adequado para medidas de pequenas vazões, levando em consideração que a vazão máxima que a bomba fornece é de 51,2 l/s.

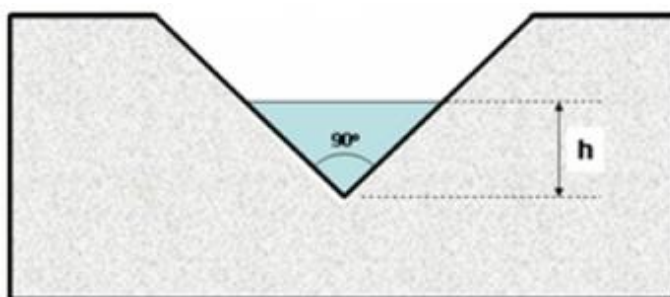


Figura 5 – Vertedor triangular com $\alpha = 90^\circ$.

Segundo o exposto em (MACINTYRE, 1983), a vazão a partir deste método é dada pela fórmula de Thompson, Eq. (3), a seguir:

$$Q = 1,4. h^{5/2} \quad (3)$$

Onde:

Q = vazão volumétrica ($m^3.s^{-1}$);

h = altura da lâmina d'água no vertedor medida a partir do vértice do triângulo (m).

Lembrando que para a medição de h foi necessário descontar um valor de 0,18 metros que corresponde à altura do fundo do reservatório ao vértice do triângulo pois a régua está instalada a partir do fundo.

4.1.2 Rotação

A medição da rotação foi realizada com a ajuda de um tacômetro. O equipamento utilizado foi um tacômetro foto/contato digital, modelo MDT-2238A, da marca Minipa, que possui alta resolução e precisão.

4.1.3 Torque

O freio de Prony presente na bancada de teste do laboratório de Termofluidos da FGA é um dispositivo usado para medir o torque ou a potência de eixo, conhecendo-se os valores de rotação. Este é constituído por uma cinta que é

conectada à duas balanças, que fornecem a carga aplicada ao sistema, que por sua vez são conectadas à duas células de carga.

O torque é conhecido como o produto vetorial entre o vetor r e a força F e seu módulo é dado pela Eq. (4):

$$|\tau| = |r| \cdot |F| \cdot \text{sen } \theta \quad (4)$$

Onde,

r = raio da cinta (m);

F = força (N).

Na configuração proposta para a bancada da turbina, a cinta é tangente ao cilindro metálico, logo, $\theta = 90^\circ$. Portanto, o módulo do torque pode ser calculado utilizando a Eq. (5) a seguir:

$$\tau = r \cdot (F_1 - F_2) \quad (5)$$

Onde,

r = raio da cinta (m);

F_1 e F_2 = leituras nas células de carga (N).

5 RESULTADOS E DISCUSSÃO

Foram realizados os cálculos das perdas de carga na tubulação para as duas configurações propostas para a bancada de teste, o que está exposto no Anexo II deste trabalho e a modelagem 3D com suas vistas apresentadas no Anexo III de acordo com a configuração final escolhida.

A nova disposição da bancada didática para a turbina Kaplan está representada na Fig. (6) abaixo, onde: 1 – Mangote antigo existente; 2 – Mangote novo conectado; 3 – Turbina Kaplan e 4 – Bomba.



Figura 6 – Configuração final da bancada de teste turbina Kaplan.

Os ensaios para o estudo experimental da turbina foram realizados na bancada de ensaio no laboratório de Termofluido seguindo os passos descritos na seção 4 deste trabalho onde manteve-se a pressão no manômetro após a queda em 1,4 mca. A curva de desempenho foi obtida por uma série de 10 medições em cada um dos três testes.

Primeiramente foram obtidas as medidas das variáveis de altura do vertedouro; pressão no manômetro à direita e à esquerda; forças F_1 e F_2 nas balanças e rotação da turbina. Com estes valores foi possível calcular a vazão, o torque e a potência de eixo produzida pela turbina. Finalmente, foram gerados os gráficos de potência de eixo versus rotação referente a cada ensaio realizado para que se fizesse o estudo do comportamento da turbina na bancada didática.

Em (MACINTYRE, 1983), a curva de desempenho teórica analisada em termos de potência de eixo em função do número de rotações, mostra o comportamento característico das turbinas (Kaplan, Pelton e Francis) e apresentam os resultados em função de grandezas unitárias, conforme a Fig. (7).

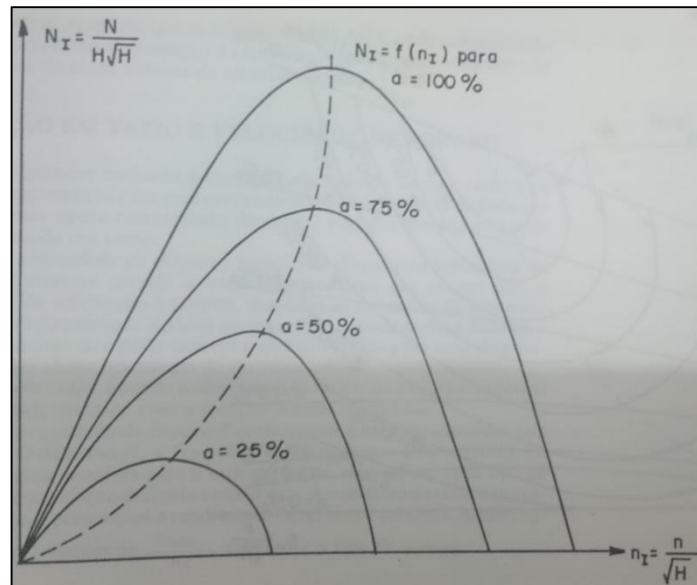


Figura 7 – Variação de potência em função da rotação – MACINTYRE, 1983.

Na Figura (8) abaixo, tem-se o gráfico do comportamento da variação da potência de saída na turbina com relação à rotação, obtido por meio dos experimentos na bancada, referente a cada um dos ensaios realizados.

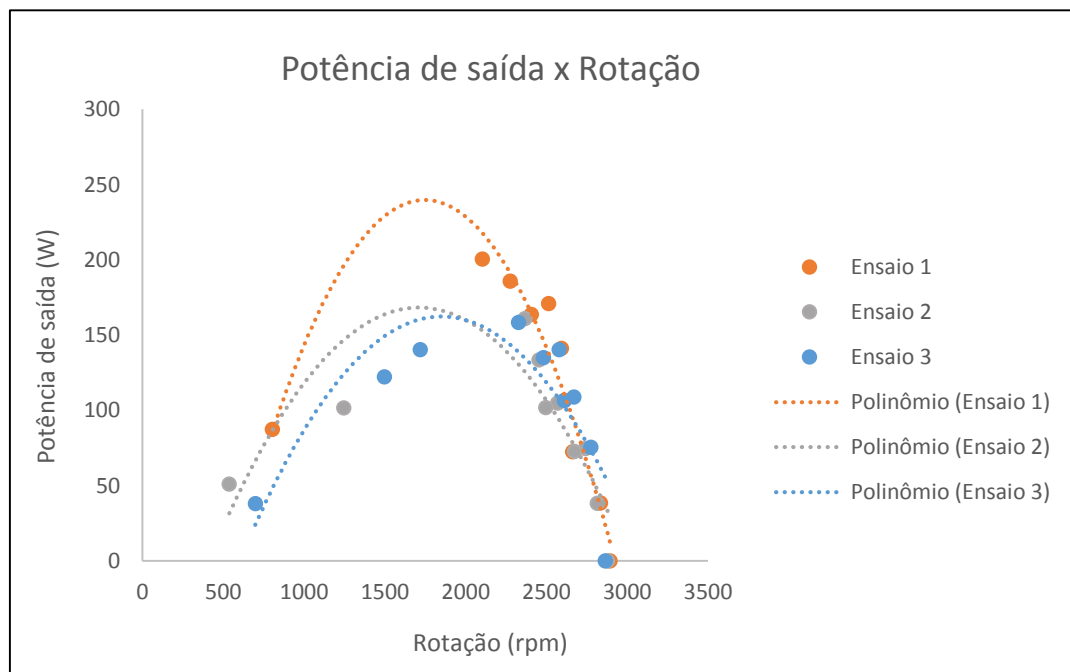


Figura 8 – Potência versus Rotação com linhas de tendência.

Analisando o gráfico apresentado na Fig. (8), em que mostra os resultados obtidos em cada um dos três ensaios realizados, constata-se que o aumento na rotação da turbina gera aumento na sua potência de eixo até determinada região, conhecida como o ponto ótimo de operação da turbina. Isto ocorre no momento em que a turbina está operando com sua carga nominal e, portanto, em seu rendimento máximo. Após esta região, mesmo com o aumento na rotação da turbina, haverá a diminuição da potência de eixo pois a turbina não estará operando com sua carga máxima.

Estima-se que o ponto ótimo de operação desta turbina esteja entre 1700 a 2000 *rpm* de rotação e potência entre 150 e 180 *W*, desconsiderando para isto os valores do ensaio 1 que possui resultados distorcidos quando confrontado com os outros dois ensaios.

Comparando o gráfico da Fig. (8) gerado por meio do estudo experimental na bancada de ensaio e o gráfico que mostra o comportamento característico das turbinas, Fig. (7), tem-se que esta turbina possui um grande potencial de utilização para a geração de energia, visto que seu comportamento se assemelhou ao apresentado por (MACINTYRE, 1983).

6 CONCLUSÃO E TRABALHOS FUTUROS

O presente trabalho possibilitou realizar o projeto, construção e o estudo experimental de uma bancada didática para turbina Kaplan com o intuito de servir como instrumentação disponível a disciplinas da Engenharia de Energia e ao desenvolvimento de projetos de pesquisa e projetos de conclusão de curso.

Para atingir o objetivo geral, foi necessário um estudo das perdas de carga envolvidas na configuração sugerida à bancada antes mesmo que sua modelagem e montagem começassem a serem realizadas.

A comparação entre as curvas experimentais e teóricas sugere que a configuração escolhida para a bancada de ensaio para a turbina Kaplan não trouxe interferências a seu funcionamento pois a mesma apresentou comportamento semelhante ao esperado para uma turbina deste tipo.

Considera-se que o trabalho teve um bom rendimento já que o objetivo geral e os específicos foram alcançados e que a instalação da bancada de teste encontra-se disponível e sendo utilizada como recurso didático para a disciplina de Sistemas Hidrelétricos.

O trabalho no geral serviu como método de aprendizagem profissional pois lidou-se com situações adversas, conseguindo mesmo assim alcançar os resultados esperados e servindo para o desenvolvimento de novos projetos de conclusão de curso já em andamento na FGA.

Como sugestões para trabalhos futuros, pode-se aprimorar a instrumentação na bancada de modo a realizar um novo estudo numérico da turbina buscando a melhoria dos resultados obtidos neste trabalho e desenvolver o Diagrama de Colina para a turbina Kaplan que é caracterizado por representar três dimensões em um gráfico de duas dimensões. Este diagrama representa as curvas características de turbinas hidráulicas e auxilia na verificação do comportamento das turbinas.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

ABNT. *NBR 228. Turbinas Hidráulicas – Ensaio de campo*. Brasil: Associação Brasileira de Normas Técnicas, 1990.

ABNT. *NBR 13403. Medição de vazão em efluentes líquidos e corpos receptores – escoamento livre – Procedimento*. Brasil: Associação Brasileira de Normas Técnicas, 1995.

BARBOSA, I. T. *A influência de difusor na eficiência de uma turbina hidráulica*. Dissertação para conclusão da Graduação em Engenharia de Energia. Faculdade UnB Gama. Brasília, 2014.

BARBOSA, R. S. *Projeto Estrutural do cubo do rotor de uma turbina hidráulica tipo Kaplan*. Dissertação de Mestrado em Engenharia Mecânica. Universidade Estadual Paulista, Faculdade de Engenharia de Guaratinguetá. São Paulo, 2013.

ELS, R. H. V. *Sustentabilidade de projetos de implementação de aproveitamentos hidroenergéticos em comunidades tradicionais na Amazônia: Casos no Suriname e Amapá*. Tese de Doutorado. Centro de Desenvolvimento Sustentável, Universidade de Brasília. Brasília, 2008.

GAMA, J. R. *Monitoramento Experimental da Rotação e Torque de uma Turbina Hidráulica*. Congresso de Iniciação Científica da UnB, v. 1, n. 19, 2013.

HIDALGO, E. M. P. *Modelo para diagnose de falhas em regulador de velocidade de turbinas hidráulicas*. Dissertação de Mestrado em Engenharia. Departamento de Engenharia Mecânica, Escola Politécnica da Universidade de São Paulo. São Paulo, 2010.

KRAULICH, C. V. e OST, A. P. *Dimensionamento e modelagem de um rotor de turbina Pelton para ser aplicado em uma bancada didática*. Dissertação para conclusão da Graduação em Engenharia Mecânica. Faculdade Horizontina. Horizontina, 2013.

MACINTYRE, A. J. *Máquinas Motrizes Hidráulicas*. Rio de Janeiro: Guanabara, 1983.

MASSEY, B. S. *Mecânica dos Fluidos*. Serviço de educação e bolsas, Fundação Calouste Gulbenkian. Lisboa, 2002.

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.

OLIVEIRA, D. d. S. *Avaliação Experimental em Modelo Reduzido da Turbina Hidráulica Indalma*. Dissertação para conclusão da Graduação em Engenharia de Energia. Faculdade UnB Gama. Brasília, 2014.

POTTER, M. C. e WIGGERT, D. C. *Mecânica dos Fluidos*. Tradução da 3ª Edição Norte Americana. Cengage Learning, 2013.

POWER ALSTOM. *Soluções para energia hidrelétrica – Usinas Kaplan Verticais*. Disponível em: <<http://www.alstom.com/>>. Acesso em: 24 de maio de 2015.

SANTANDER, O. L. S. *Montagem e instrumentação de uma bancada para turbina hidráulica*. Dissertação de Mestrado em Sistemas Mecatrônicos. Departamento de Engenharia Mecânica, Universidade de Brasília. Brasília, 2014.

STREETER, V. L. *Mecânica dos Fluidos*. Tradução de Celso da Silva Muniz e outros. McGraw Hill do Brasil. São Paulo, 1909.

ANEXO I

Glossário

- **Viscosidade:** é definida como o atrito interno resultante do movimento de camadas de moléculas líquidas umas sobre as outras e pode ser classificada em viscosidade dinâmica e cinemática. Para cálculos de perdas de carga emprega-se a viscosidade cinemática, expressa pela Eq. (6), como o quociente do coeficiente de viscosidade absoluta pela massa específica do fluido:

$$\nu = \frac{\mu \cdot g}{\gamma} \quad (6)$$

Onde,

μ = coeficiente de viscosidade dinâmica ($N \cdot s \cdot m^{-2}$);

g = aceleração da gravidade ($m \cdot s^{-2}$);

γ = peso específico do fluido ($N \cdot m^{-3}$).

- **Número de Reynolds:** é a relação entre as forças de inércia e as forças de atrito interno que atuam durante o escoamento. Trata-se de um número adimensional que segue a relação da Eq. (7):

$$Re = \frac{d \cdot v}{\nu} \quad (7)$$

Onde,

d = diâmetro interno do encanamento (m);

v = velocidade média na seção onde se escolheu o diâmetro ($m \cdot s^{-1}$);

ν = coeficiente de viscosidade cinemática ($m^2 \cdot s^{-1}$).

Para a escolha do tipo de regime em escoamentos internos tem-se que considerar os seguintes valores para o número de Reynolds (MACINTYRE, 1983):

- $Re < 2320 \rightarrow$ regime laminar;
- $Re > 4000 \rightarrow$ regime turbulento;
- $2320 < Re < 4000 \rightarrow$ regime crítico.

- **Rugosidade dos encanamentos:** são as modificações na superfície interna dos materiais causadas por oxidações, corrosões e incrustações que ocorrem nas tubulações e que com o tempo se agravam cada vez mais. Como a rugosidade não é

constante por todo o encanamento, utiliza-se de valores médios conhecidos como rugosidades equivalentes ou efetivas.

- **Fator de atrito:** também conhecido como Fator de Fricção de Moody, pode ser determinado por meio de equações matemáticas que são função do número de Reynolds e da rugosidade relativa e também leva em consideração se o escoamento é turbulento ou laminar. Para escoamento turbulento, que é o caso deste trabalho ($Re > 4000$), existem diversas expressões e diagramas que são baseados nos estudos de Blasius (1908), Colebrook, em colaboração com White (1939) e Nikuradse (1933) e que auxiliam no cálculo do fator de atrito. Desta forma, escolheu-se utilizar o Diagrama Universal de Moody (1944) como ferramenta para auxílio no cálculo deste coeficiente. Este diagrama apresenta o número de Reynolds na abcissa, o fator de atrito na ordenada à esquerda e a rugosidade relativa na ordenada à direita em escalas logarítmicas (MACINTYRE, 1983).

ANEXO II

Perda de Carga

Para a escolha da melhor configuração para a turbina precisou-se calcular as perdas de carga de cada modelo proposto. Sabe-se que a configuração 1 terá uma perda de carga maior que a 2 devido ao joelho de 90°.

Sabendo-se que a vazão máxima cedida pela bomba é 184,4 m³/h, temos que $Q = 0,0512 \text{ m}^3/\text{s}$.

Primeiramente, calcula-se a área das tubulações e a velocidade (sabendo que o diâmetro das tubulações são de 4" e 6"):

$$A_1 = \pi \cdot r^2 = 3,1415 \cdot (0,0508)^2 = 0,008107 \text{ m}^2$$

$$A_2 = \pi \cdot r^2 = 3,1415 \cdot (0,0762)^2 = 0,018241 \text{ m}^2$$

$$V_1 = Q/A = \frac{0,0512}{0,008107} = 6,315529 \text{ m/s}$$

$$V_2 = Q/A = \frac{0,0512}{0,018241} = 2,806863 \text{ m/s}$$

Tendo estes valores e sabendo que à 25°C a viscosidade cinemática da água é $0,893 \times 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$, é possível calcular o número de Reynolds através de:

$$Re_1 = \frac{V_1 \cdot D_1}{\nu} = \frac{6,315529 \cdot 0,1016}{0,893 \cdot 10^{-6}} = 718541,71$$

$$Re_2 = \frac{V_2 \cdot D_2}{\nu} = \frac{2,806863 \cdot 0,1524}{0,893 \cdot 10^{-6}} = 479021,18$$

→ $Re > 4000$: Regime turbulento.

Sabendo-se qual a natureza do escoamento e que a rugosidade do PVC é 0,005 mm, determina-se o fator de atrito pelo Diagrama de Moody:

$$\frac{\varepsilon}{D} = 4,92 \times 10^{-5}$$

$$\frac{\varepsilon}{D} = 3,28 \times 10^{-5}$$

Para o uso do Diagrama de Moody, arredondou-se o valor de $\frac{\varepsilon}{D}$ nos dois casos para 5×10^{-5} encontrando-se como fatores de atrito:

$$\text{Fator de atrito}_1 = 0,013$$

Fator de atrito₂ = 0,014

Por fim calcula-se a perda de carga J . Para facilitar a visualização dos componentes da tubulação, estes serão apresentados na Tab. (2) a seguir.

Tabela 2 – Componentes da tubulação e seus comprimentos.

Componentes tubulação	Quantidade	Comprimento equivalente (m)
Tubulação reta de 4"	-	10,80
Tubulação reta de 6"	-	5,83
Luva de 4"	1	0,20
Joelho de 90° de 4"	2	8,60
Redutor de 6" para 4"	2	1,90
Tê de passagem direta de 6"	4	13,60
Curva de 45° de 6"	1	2,60
Flange de 4"	1	0,20
Joelho de 90° de 4"	1	1,60

Para facilitar o cálculo das perdas, foram agrupados os componentes de mesmo diâmetro e seus comprimentos foram somados. Portanto, a perda de energia na tubulação da bancada de teste pode ser calculada como:

$$L_1 = 10,80 + 0,20 + 8,60 + 1,90 + 0,20 + 1,60 = 23,30 \text{ m}$$

$$L_2 = 5,83 + 13,60 + 2,60 = 22,03 \text{ m}$$

$$J_1 = 0,260118.L_1 = 6,0607 \text{ m}$$

$$J_2 = 0,036888.L_2 = 0,8126 \text{ m}$$

Portanto, pode-se assumir que a perda de carga total para a configuração 1 é igual a 6,8733 metros.

Para a configuração 2 sugerida, basta a retirada do joelho de 90° de 4" ao final da tubulação para o cálculo deste coeficiente:

$$L_1 = 23,3 - 1,60 = 21,70 \text{ m}$$

$$L_2 = 5,83 + 13,60 + 2,60 = 22,03 \text{ m}$$

$$J_1 = 0,260118.L_1 = 5,6446 \text{ m}$$

$$J_2 = 0,036888.L_2 = 0,8126 \text{ m}$$

Sendo assim, a perda de carga total para a configuração 2 é de 6,4572 metros.

Pode-se concluir que o joelho de 90° trouxe um aumento de apenas 6,4% no valor da perda de energia no sistema, valor consideravelmente aceitável para este tipo de instalação.

ANEXO III

Vistas modelagem 3D

A Figura (9) representa a vista isométrica da bancada.

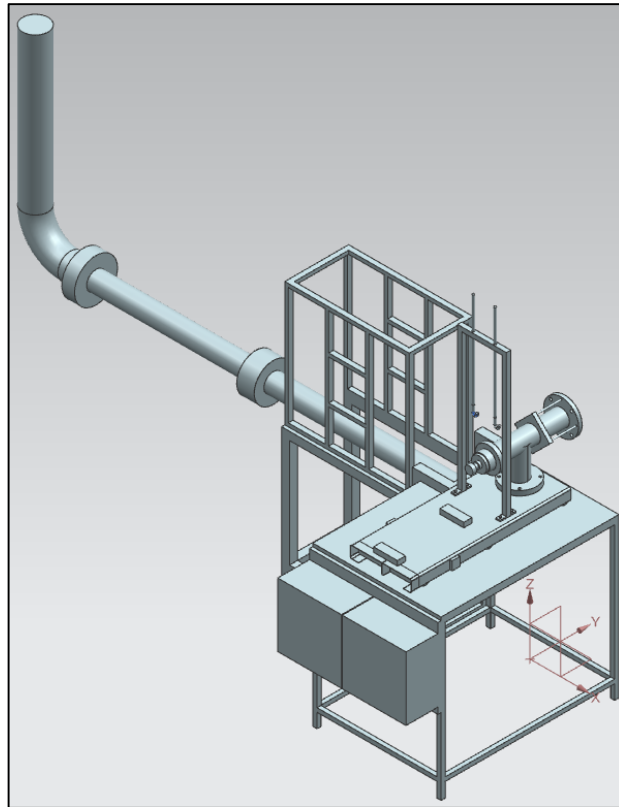


Figura 9 – Vista Isométrica.

A Figura (10) mostra a vista do topo da bancada modelada no Siemens NX 10.0.

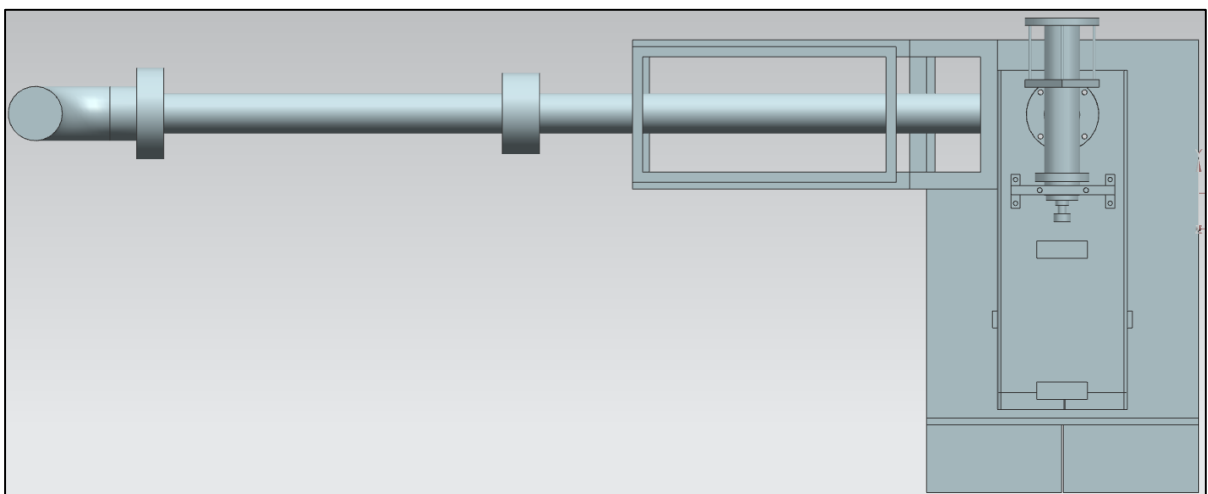


Figura 10 – Vista do topo.

A Figura (11) mostra a vista do lado esquerdo da modelagem.

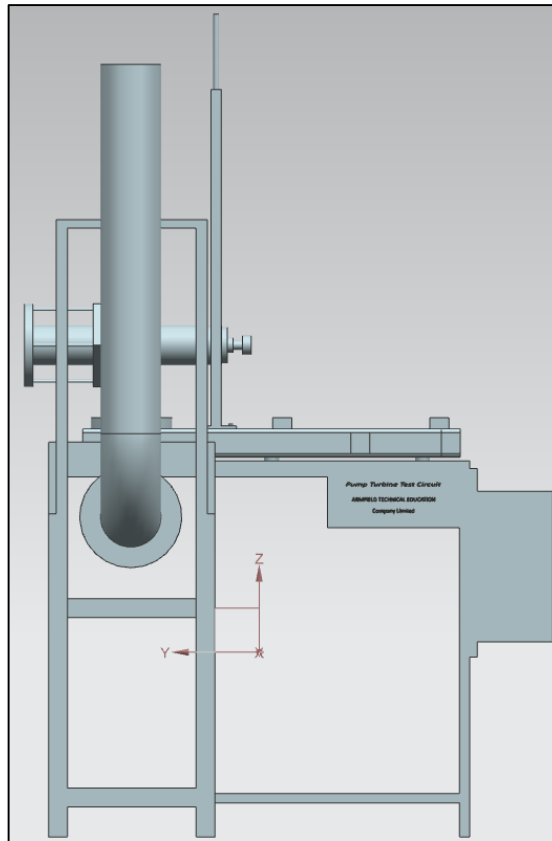


Figura 11 – Vista do lado esquerdo.

Já a Figura (12), apresenta a vista frontal.

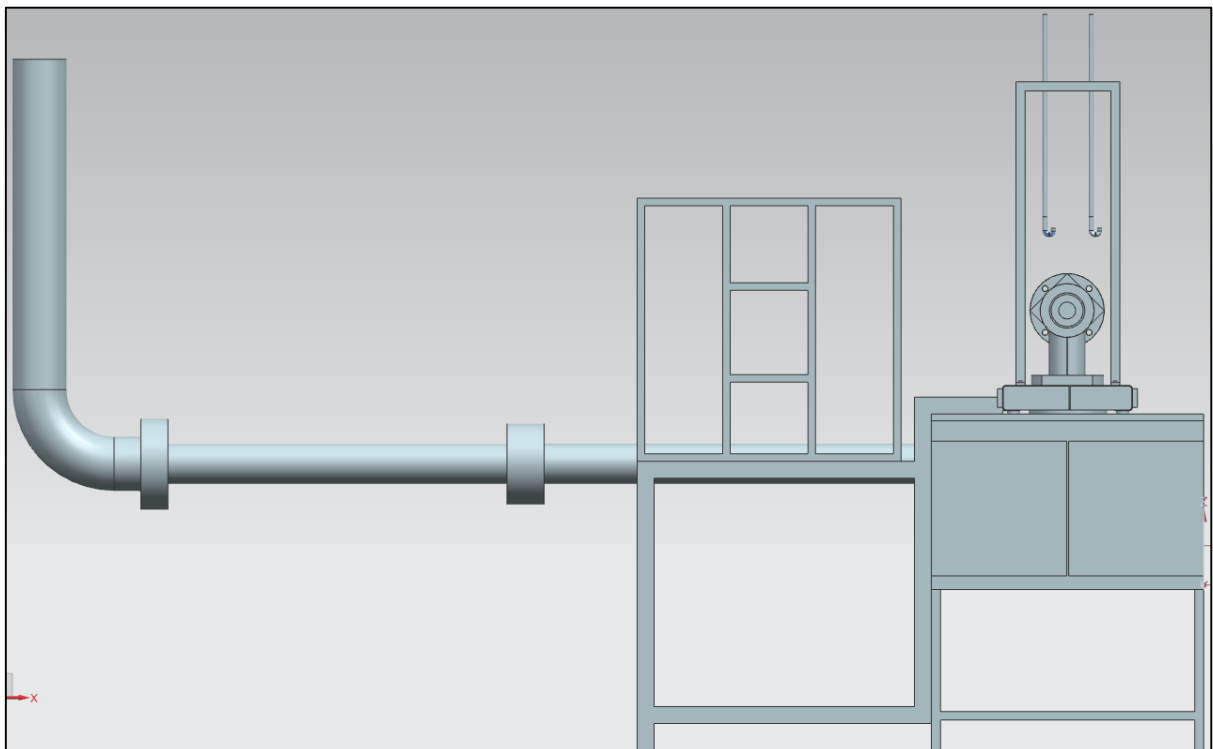


Figura 12 – Vista frontal.