

Caracterização metrológica de modelo de turbina Pelton para laboratório didático

Guilherme José Oliveira Cardoso

Dissertação de Mestrado

Orientador na UFMG: Prof. Doutor Antônio Carlos de Andrade

Orientador na FEUP: Prof. Doutor Carlos Manuel Coutinho Tavares Pinho



Mestrado Integrado em Engenharia Mecânica

março 2016

“No que diz respeito ao desempenho, ao compromisso, ao esforço, à dedicação, não existe meio termo. Ou você faz uma coisa bem-feita ou não faz!”

Ayrton Senna

Resumo

O objetivo deste trabalho foi caracterizar metrologicamente um modelo de turbina Pelton do laboratório de fluidos do Departamento de Engenharia Mecânica da Universidade Federal de Minas Gerais (UFMG), Brasil. Para obtenção da condição normal de funcionamento e das curvas características foi necessário determinar a queda disponível e a rotação da turbina para máximo rendimento. Os resultados experimentais obtidos foram analisados e comparados com os de um modelo de turbina à mesma escala presente no Centro de Pesquisas Hidráulicas e Recursos Hídricos (UFMG) e por semelhança com a turbina da Usina Hidroelétrica de Ervália (UHE), Minas Gerais. O ponto normal de funcionamento do modelo de turbina Pelton ensaiado corresponde a uma altura de queda disponível de 28 mca, o grau de abertura de 2 voltas (50% do total), a rotação de 2000 rpm. A velocidade de rotação específica resultou num valor 13% menor do que a Usina Hidroelétrica de Ervália, sendo que os rendimentos máximos coincidiram, o que prova a existência de semelhança mecânica entre a turbina industrial e a modelo. A turbina à mesma escala ensaiada por Brasil (2002) funcionou com um bico injetor mas possui um gerador elétrico acoplado ao eixo, o que não permitiu a comparação de valores com os resultados desse trabalho porque tanto o formato das curvas quanto os pontos normais de funcionamento diferem. A turbina foi caracterizada metrologicamente sendo que o rendimento máximo da turbina resultou em $(74 \pm 2) \%$.

Metrological characterization of Pelton turbine model for teaching laboratory

Abstract

The aim of this study was to characterize metrologically one Pelton turbine model available in the fluids laboratory of the Department of Mechanical Engineering, Federal University of Minas Gerais (UFMG), Brazil. In order to obtain the normal operating condition and the characteristic curves was necessary to determine the available head and rotation of the turbine for maximum efficiency. The experimental results were analyzed and compared with those of a turbine model with the same scale installed in the Center of Hydraulic Research and Water Resources (UFMG) and similar to the turbine hydroelectric power plant Ervália (UHE), Minas Gerais. The normal operating point of the Pelton turbine model tested corresponds to an available head of 28 mca, the nozzle opening degree of 2 turns (50% of total), the speed of 2000 rpm. The specific rotation speed resulted in a value 13 % lower than what the hydroelectric plant Ervália, and the maximum turbines efficiencies coincided, which proves the existence of mechanical similarity between the model and the prototype. The turbine in same scale essayed by Brasil (2002) worked with one nozzle but it has an electric generator coupled to the shaft, not allowing a comparison of values with the results of this study because both curve shape as the normal operating points differ. The turbine was characterized metrologically and the maximum turbine efficiency resulted in $(74 \pm 2) \%$.

Agradecimentos

Quero agradecer ao Prof. Doutor Carlos Manuel Coutinho Tavares Pinho não só por ter aceitado orientar-me neste projeto intercontinental FEUP/UFMG mas também por me ter aconselhado relativamente à vida no Brasil, para que a minha adaptação fosse o mais tranquila possível.

Quero também agradecer ao Prof. Doutor Antônio Carlos de Andrade por se ter prontamente disponibilizado em orientar-me no tema desta Dissertação e por se preocupar em enquadrar-me na sua equipa de fluidos o mais brevemente possível. Além disso, quero enfatizar o seu esforço em querer resolver prontamente os muitos problemas com que nos deparámos no dia-a-dia no laboratório de fluidos.

Quero agradecer e enaltecer a camaradagem e a excelente ajuda técnica providenciada pelo aluno do Programa de Pós-Graduação em Engenharia de Produção da Universidade Federal de Minas Gerais, Rodrigo Cardoso de Menezes, que teve sempre uma palavra amiga e ótimos conselhos para me brindar nos momentos mais difíceis.

De seguida quero agradecer aos meus pais e à minha irmã por me deixarem lutar pelos meus sonhos num continente distante deles. Deixar a família a mais de 10000 Km de distância é muito doloroso, mas demonstra bem a minha vontade em ser um engenheiro internacionalmente bem-sucedido.

Agradeço também à minha família brasileira Almeida que representa uma base incondicional para a minha serena permanência no Brasil. Além disso, quando convivo com eles abstraio-me de que tenho o Oceano Atlântico a separar-me da minha família portuguesa.

Aos meus amigos quero gratificar por toda a camaradagem e amizade.

Agradecimento a todas as pessoas da FEUP que contribuíram para o meu sucesso ao longo destes últimos 5 anos e que sempre se comprometeram em ajudar-me.

Finalmente, quero agradecer não só o apoio administrativo como os financiamentos recebidos por parte da organização IBRASIL que me proporcionaram as melhores condições para que eu pudesse desenvolver o projeto com tranquilidade financeira.

Índice de Conteúdos

1	Introdução	1
2	Revisão da Literatura.....	3
2.1	Turbina hidráulica	3
2.1.1	Breve resenha histórica	5
2.1.1	Principais Tipos.....	8
2.1.2	Turbina Pelton.....	9
2.2	Análise energética	14
2.3	Demonstração da Equação de Euler para Turbomáquinas.....	18
2.4	Triângulo de Velocidades.....	22
2.5	Teoria dos modelos	23
2.6	Curvas Características	27
3	Materiais	29
3.1	Laboratório	29
3.2	Bancada	30
3.3	Instrumentação	42
4	Métodos	45
4.1	Representação da bancada.....	45
4.2	Procedimentos de operação	46
4.3	Medição das grandezas primárias	54
4.4	Processo de redução dos dados experimentais	57
4.5	Análise de incertezas	59
5	Resultados e discussão	75
6	Conclusão	89
7	Sugestões para trabalhos futuros	91
	Referências	95
	Anexos.....	99
	Anexo A – Pontos experimentais	101
	Anexo B – Cálculo de incertezas.....	105
	Anexo C – Programa de cálculo computacional EES®	109
	Anexo D – Diagrama representativo da bancada didática.....	115
	Anexo E – Dados para calcular a área da coroa	119

Acrónimos

MD	-	Manómetro de Bourdon situado na entrada da turbina
M1B	-	Manómetro de Bourdon situado na saída da bomba 1
M2A	-	Manómetro de Bourdon situado na entrada da bomba 2
M2B	-	Manómetro de Bourdon situado na saída da bomba 2
FEUP		Faculdade de Engenharia da Universidade do Porto
V1A	-	Válvula de esfera situada na entrada da bomba 1
V1B	-	Válvula de esfera situada na saída da bomba 1
V2A	-	Válvula de esfera situada na entrada da bomba 2
V2B	-	Válvula de esfera situada na saída da bomba 2
VC	-	Válvula de esfera da admissão no rotâmetro
VD	-	Válvula de “ajuste fino” da altura de queda disponível
VE	-	Válvula de esfera situada na entrada da turbina Pelton
VF	-	Válvula de esfera da sangria
VG	-	Regulador de avanço da agulha do bico injector
UFMG	-	Universidade Federal de Minas Gerais
UHE		Usina Hidroelétrica de Ervália

Simbologia

Símbolo	Descrição	Unidade
A_{coroa}	Área do jato	[mm ²]
b	Comprimento do braço do freio Prony	[m]
C_1	Velocidade absoluta do jato na entrada do injetor	[m/s]
C_2	Velocidade absoluta do jato na saída do injetor	[m/s]
C_{1C}	Velocidade relativa do jato na entrada do injetor	[m/s]
C_{2C}	Velocidade relativa do jato na saída do injetor	[m/s]
C_C	Velocidade tangencial da concha	[rad/s]
D	Diâmetro da tubulação	[m]
$dim_{industrial}$	Dimensões lineares da turbina industrial	[m]
dim_{modelo}	Dimensões lineares da turbina modelo	[m]
F	Força	[N]
\vec{F}_S	Vetor força de superfície exercida sobre o sistema	[N]
f	Fator de fricção de Darcy	-
\vec{g}	Aceleração gravitacional	[m/s ²]
\vec{H}	Vetor quantidade de movimento angular do sistema	[m.kg.m/ s]
H_d	Altura de queda disponível	[m]
H_f	Perda de pressão	[Pa]
H_d^i	Altura de queda disponível para a turbina industrial	[m]
H_d^m	Altura de queda disponível para a turbina modelo	[m]
K	Razão de semelhança entre o modelo e o protótipo	-
k_{fc}	Coefficiente de perda por atrito na concha	-
$k_{95\%}$	Fator de abrangência para 95%	-

Símbolo	Descrição	Unidade
L	Comprimento da tubulação	[m]
m	Massa	[g]
\dot{m}	Caudal mássico que atravessa o volume de controlo	[kg/s]
n	Velocidade de rotação do eixo da turbina	[rpm]
n_i	Velocidade de rotação da turbina industrial	[rpm]
n_m	Velocidade de rotação da turbina modelo	[rpm]
n_s	Velocidade de rotação específica	[rpm]
\dot{W}_m^1	Potência motriz unitária	[W]
n_1	Velocidade de rotação unitária	[rpm]
P	Pressão	[atm]
Q	Caudal volúmico de fluido que alimenta a turbina	[m ³ /s]
Q_i	Caudal da turbina industrial	[m ³ /s]
Q_m	Caudal da turbina modelo	[m ³ /s]
Q_1	Caudal unitário	[m ³ /s]
R	Raio médio das conchas	[mm]
R_e	Raio externo da coroa	[mm]
$Re_{industrial}$	Número de Reynolds para a turbina industrial	-
Re_{modelo}	Número de Reynolds para a turbina modelo	-
\vec{r}	Vetor posição	[m]
r_i	Raio interno da coroa	[mm]
r_1	Raio médio interno da pá do rotor	[mm]
r_2	Raio médio externo da pá do rotor	[mm]
\vec{T}	Vetor binário total exercido sobre o sistema	[N.m]
\vec{T}_{Eixo}	Vetor binário aplicado no eixo da turbina	[N.m]

Símbolo	Descrição	Unidade
T_{eixo}	Módulo do vetor binário aplicado no eixo da turbina	[N.m]
$u(A_{coroa})_c$	Incerteza padrão combinada da área da coroa	[mm ²]
$u(b)_c$	Incerteza padrão combinada do comprimento “b”	[mm]
$u(H_d)_c$	Incerteza padrão combinada da altura de queda disponível	[m]
$u(m)_c$	Incerteza padrão combinada da massa	[g]
$u(n)_c$	Incerteza padrão combinada da velocidade de rotação	[rpm]
$u(P)_c$	Incerteza padrão combinada da pressão	[atm]
$u(Q)_c$	Incerteza padrão combinada do caudal	[m ³ /h]
$u(R_e)_c$	Incerteza padrão combinada do raio externo da coroa	[mm]
$u(r_i)_c$	Incerteza padrão combinada do raio externo da coroa	[mm]
$u(T_{Eixo})_c$	Incerteza padrão combinada do binário aplicado no eixo	[N.m]
$u(y_i)_c$	Incerteza padrão combinada da medida y_i	[mm]
$u(\omega)_c$	Incerteza padrão combinada da velocidade angular	[rad/s]
$u(\eta_T)_c$	Incerteza padrão combinada do rendimento da turbina	[%]
\vec{V}	Vetor velocidade absoluta	[m/s]
$V_{méd}$	Velocidade média do escoamento	[m/s]
V_{t1}	Velocidade tangencial do fluido em r_1	[rad/s]
V_{t2}	Velocidade tangencial do fluido em r_2	[rad/s]
\vec{V}_1	Vetor velocidade absoluta em r_1	[m/s]
\vec{V}_2	Vetor velocidade absoluta em r_1	[m/s]
\dot{W}_d	Potência disponível	[%]
\dot{W}_h	Potência hidráulica	[%]
\dot{W}_m	Potência motriz	[%]
\dot{W}_m^1	Potência motriz unitária	[CV]

Símbolo	Descrição	Unidade
X	Propriedade extensiva arbitrária	-
y_i	Altura medida a cada $\frac{1}{4}$ volta do regulador VG	-
α	Grau de abertura do bocal do bico injetor	-
$\beta_{industrial}$	Ângulos da turbina industrial	[°]
β_{modelo}	Ângulos da turbina modelo	[°]
\emptyset	Ângulo entre C_{1c} e C_{2c}	[°]
η	Propriedade intensiva correspondente a X	-
η_{hid}	Rendimento hidráulico da turbina	[%]
η_{mec}	Rendimento mecânico da turbina	[%]
η_T	Rendimento da turbina Pelton	[%]
ω	Velocidade angular do rotor	[rad/s]
ρ	Massa volúmica do fluido	[kg/m ³]
$\Delta V_{industrial}$	Triângulo de velocidades da turbina industrial	-
ΔV_{modelo}	Triângulo de velocidades da turbina modelo	-
\forall	Volume	m ³

Lista de Figuras

Figura 1 - Domínios dos diferentes tipos de turbinas hidráulicas.....	8
Figura 2 - Fotografia pormenorizada do jato e das conchas de uma turbina Pelton	9
Figura 3 - Bico injetor da turbina Pelton ensaiada.....	10
Figura 4 - Fotografia da agulha da turbina Pelton ensaiada.....	11
Figura 5 - Representação de conchas de turbina Pelton.....	12
Figura 6 - Fotografia de barragem hidroelétrica e esquema com rendimentos envolvidos	14
Figura 7 - Representação do volume de controlo adotado.....	20
Figura 8 - Triângulo de velocidades	22
Figura 9 - Fotografia da bancada didática em estudo	30
Figura 10 - Fotografia com as 2 bombas centrífugas Thebe.....	31
Figura 11 - Fotografia do rotâmetro presente na instalação.....	32
Figura 12 - Caudalímetro eletromagnético PRO100.....	33
Figura 13 - Fotografia da zona da bancada que concentra maior número de dispositivos	34
Figura 14 - Manómetro de Bourdon utilizado nos ensaios	35
Figura 15 - Tacómetro e alvo refletivo no volante da turbina	35
Figura 16 - Fotografia do mecanismo que possibilita a medição do binário resistente	36
Figura 17 - Fotografia dos dois tipos de freios que foram substituídos.....	37
Figura 18 - Freio Prony com feltro industrial que obteve sucesso nos ensaios	38
Figura 19 - Bico injetor da turbina Pelton ensaiada.....	38
Figura 20 - Regulador de caudal da turbina.....	39
Figura 21 - Detalhe do jato intercetando as conchas	40
Figura 22 - Representação das bandas de acrílico colocadas no interior da viseira	41
Figura 23 - Calha por onde cai a água no final do circuito.....	41
Figura 24 - Manómetro de Bourdon da entrada da turbina.....	42
Figura 25 - Tacómetro utilizado.....	43
Figura 26 - Dinamómetro utilizado.....	43
Figura 27 - Diagrama representativo da bancada didática.....	45
Figura 28 - Representação da metodologia a utilizar no ensaio	46
Figura 29 - Representação da metodologia a utilizar no ensaio	51
Figura 30 - Fotografia do modo como foi medida a distância b	56

Figura 31 - Representação dos gráficos obtidos com Labview ®	92
Figura 32 - Representação do tubo de Pitot a inserir no sistema.....	92
Figura 33 - Representação da geometria do bico injetor	93
Figura 34 - Derivadas parciais e pesos relativos usados nos cálculos.....	108
Figura 35 - Representação do sistema hidráulico da bancada didática	117

Lista de Tabelas

Tabela 1 - Características das bombas centrífugas utilizadas	32
Tabela 2 - Características do tacómetro	43
Tabela 3 - Características do dinamómetro utilizado.....	43
Tabela 4 - Características do medidor de caudal utilizado	44
Tabela 5 - Valores de pressão de entrada a utilizar.....	48
Tabela 6 - Valores de velocidade de rotação a utilizar	48
Tabela 7 - Valores de velocidade de rotação a utilizar no ensaio	53
Tabela 8 - Casos "exemplo" de incertezas de variáveis	59
Tabela 9 - Incertezas associadas ao tacómetro digital	64
Tabela 10 - Incertezas associadas ao dinamómetro	66
Tabela 11 - Incertezas para a variável b	67
Tabela 12 - Incertezas associadas à variável caudal	69
Tabela 13 - Limites de operacionalidade em termos de caudal	69
Tabela 14 - Incertezas associadas à variável P	70
Tabela 15 - Rendimento [%] em função da pressão de entrada e material de freio.....	76
Tabela 16 - Valores de rendimento obtidos para $P=28$ mca.....	77
Tabela 17 - Variação do valor de velocidade de rotação específica com o tipo de turbina	86
Tabela 18 - Comparação dos valores nominais com turbina da mesma escala	87
Tabela 19 - Cálculo da incerteza da área da coroa.....	94
Tabela 20 - Pontos obtidos experimentalmente para $Hd = 28$ mca.....	103
Tabela 21 - Cálculo de incerteza padrão para a altura de queda disponível	107
Tabela 22 - Cálculo de incerteza padrão para a velocidade angular	107
Tabela 23 - Cálculo da incerteza padrão do binário aplicado no eixo	107
Tabela 24 - Cálculo da incerteza padrão do rendimento da turbina.....	107
Tabela 25 - Resumo de todas as incertezas inerentes ao rendimento e os respetivos pesos..	108
Tabela 26 - Propagação de incertezas no cálculo da área da coroa	121
Tabela 27 - Cálculo das incertezas das variáveis y_i	122

Lista de Gráficos

Gráfico 1 - Exemplo de diagrama de colina para a turbina Pelton.....	27
Gráfico 2 - Rendimento Versus Velocidade de rotação	75
Gráfico 3 – Força Versus Velocidade de rotação	77
Gráfico 4 - Potência motriz Versus Velocidade de rotação.....	78
Gráfico 5 - Rendimento Versus Velocidade de rotação	79
Gráfico 6 - Rendimento Versus Caudal.....	80
Gráfico 7 - Potência disponível Versus Caudal.....	81
Gráfico 8 - Curva em colina da Turbina Pelton à escala reduzida	81
Gráfico 9 - Curva de colina $N1 = f(n1)$ unitária de iso-rendimento.....	82
Gráfico 10 - Curva de colina $Q1 = f(n1)$ unitária de iso-rendimento.....	83
Gráfico 11 - Curva de colina $Q1 = f(n1)$ unitária de iso-rendimento.....	83
Gráfico 12 - Curva $Q1 = f(n1)$ unitária para turbina Pelton	84
Gráfico 13 - Comparação com Brasil (2002), curva $\eta_T = f(Q)$ para $Hd = 25 mca$	85
Gráfico 14 - Comparação com Brasil (2002), curva $\eta_T = f(Wm)$ no rendimento máximo ..	85
Gráfico 15 - Rendimento Versus Potência UHE.....	88
Gráfico 16 - Desempenhos ideal/real de uma turbina de impulsão de velocidade variável	93

1 Introdução

Nos dias atuais em que a poluição e as alterações climáticas ameaçam a qualidade de vida do ser humano, o setor primordial na economia mundial de geração de energia tende a optar por soluções sustentáveis e cuja origem seja renovável. É neste sentido que as turbinas hidráulicas são uma boa alternativa aos combustíveis fósseis.

Um tipo de turbina hidráulica usado mundialmente para gerar energia a partir de um desnível de água é a Pelton, caracterizada por requisitar grandes alturas de queda útil e caudais pequenos, sendo assim ideal para locais montanhosos muito comuns na Europa.

O objetivo deste trabalho foi analisar o desempenho de um modelo de turbina Pelton e traçar as respectivas curvas características. Além disso, foi feita a comparação dos gráficos obtidos com a literatura, com um modelo equivalente de Brasil (2002) e ainda com uma turbina industrial homóloga semelhante pertencente à Usina Hidroelétrica de Ervália (UHE).

Com o término deste projeto é espectável que a bancada em estudo passe a incorporar as aulas práticas de Laboratório de Fluidos do Departamento de Engenharia Mecânica da Universidade Federal de Minas Gerais (UFMG). O desenvolvimento da Dissertação de Mestrado numa universidade brasileira surgiu da constante procura por parte do orientando em fortalecer os laços académicos com o Brasil. A opção pela UFMG é inerente à candidatura à Bolsa de estudos europeia IBRASIL resultante de uma pesquisa efetuada pelo orientando entre sete universidades brasileiras estaduais, federais e particulares.

As principais referências bibliográficas nas quais se baseou este estudo foram Macintyre (1983), Carvalho (1982), Brasil (2002) e Nascimento et al (2011).

As medidas necessárias à caracterização do desempenho do modelo de turbina Pelton foram: caudal, pressão, binário e velocidade de rotação. Foi efetuada uma análise pelo método integral da resolução do problema para um volume de controlo. Os dados foram apresentados sob a forma de gráficos, tabelas e resultados pontuais.

A bancada didática da turbina Pelton à escala reduzida está localizada no Laboratório de Fluidos do Departamento de Engenharia Mecânica da Universidade Federal de Minas Gerais e atende ao curso de graduação de Engenharia Mecânica e Aeroespacial.

2 Revisão da Literatura

2.1 Turbina hidráulica

As turbinas hidráulicas instaladas numa central hidroelétrica permitem a conversão da energia do escoamento em energia mecânica de rotação, a qual irá ser convertida, num gerador, em energia elétrica (Barbosa, 2013).

A conversão energética nas turbinas é baseada nos princípios da conservação da energia e da quantidade de movimento angular. Há a transferência da quantidade de movimento da água para o rotor sob a forma de binário e velocidade de rotação, sendo que as pás do rotor possuem perfil hidráulico que potencializa a transferência de energia (Lopes, 2011).

De acordo com Gonçalves (2007), em todos os tipos de turbo-geradores há princípios de funcionamento comuns. No início do processo de conversão de energia hidráulica em mecânica a água entra pela tomada de água, a montante da central hidroelétrica que se encontra num nível mais elevado. De seguida a água é levada através de um conduto forçado até à entrada da turbina.

Na entrada da turbina a água passa por um sistema de palhetas que controla o caudal volumétrico fornecido à turbina, regulando assim a potência disponível para realizar trabalho no eixo da turbina. De salientar que nas turbinas Pelton não há um sistema de palhetas mas sim um bico injetor com uma agulha que controla o caudal que chega ao rotor. De seguida, a água chega ao rotor da turbina e por transferência de quantidade de movimento parte da energia potencial do fluido é transferida para o rotor sob a forma de binário e velocidade de rotação. Mais uma vez, nas turbinas Pelton há uma diferença já que a maior parte da energia de pressão é convertida em energia cinética no bico injetor enquanto uma pequena percentagem desta energia é perdida sob a forma de atrito, calor e ruído.

A energia elétrica numa central hidroelétrica é gerada pelo produto do binário com a velocidade de rotação do eixo da turbina. O eixo da turbina está diretamente ligado ao eixo do

rotor do gerador. Acoplado a este, um gerador síncrono de pólos salientes cria um campo eletromagnético e conseqüentemente, energia elétrica, que depois é disponibilizada na rede elétrica.

Após passar pelo rotor, a água é conduzida pelo tubo de descarga até à parte a jusante do rio que se encontra no nível mais baixo.

Conforme Junior (2013) e Gonçalves (2007) existe uma série de características transversais a todos os tipos de turbinas hidráulicas, como por exemplo:

- A água é proveniente de um reservatório num nível mais alto e flui para a turbina que se encontra num nível mais baixo;
- A água é conduzida por um conduto fechado até um conjunto de palhetas ou injetores que transferem a energia mecânica (energia de pressão e cinética) do escoamento de água em potência ao eixo;
- A pressão e a velocidade da água na saída são inferiores aos respectivos valores na entrada da turbina;
- As principais causas da diminuição do rendimento são as perdas mecânicas e hidráulicas;

Apesar das respetivas diferenças entre os diversos tipos de turbinas hidráulicas existentes, existem alguns componentes essenciais comuns, tais como:

- Distribuidor – direciona o escoamento de água ao rotor segundo a direção que não só otimiza a energia transmitida como também minimiza as perdas de carga;
- Rotor – é um órgão móvel que gira em torno do seu eixo onde estão acopladas as pás que convertem a energia hidráulica em mecânica;
- Tubo de sucção – recupera a energia cinética residual na saída do rotor e a energia potencial entre a saída do rotor e o nível do canal de fuga;
- Carcaça – conduz a água do conduto fechado até o distribuidor;

2.1.1 Breve resenha histórica

A matéria que é documentada a seguir tem como base Macintyre (1983), Santos (2012), Junior (2013), e Barbosa (2013).

Já desde 3000 a.C. se tem conhecimento de que os egípcios usavam rodas hidráulicas. Dois mil anos passados (1000 a.C.), os povos do médio oriente usavam equipamentos similares para abastecimento de água e moagem de grãos.

As rodas de água foram as primeiras máquinas motrizes hidráulicas com rendimento considerável a ser utilizadas pelos romanos um século antes de Cristo. Nesta época, o arquiteto romano Marcus Vitruvius dimensionou e concebeu diversas rodas de água com o intuito de acionar sistemas mecânicos rudimentares. Nesta altura, o uso de rodas de água especificamente com quedas baixas de água era útil em serrações, sistemas de bombeamento, foles para fornos, trituradores, moinhos de cereais e artesanatos. Contudo, com o passar dos anos a pequena potência conseguida nas rodas de água foi diminuindo o campo de aplicação, especialmente depois da Revolução Industrial do século XVIII.

Foi no século XVIII que se deu a maior revolução na ciência hidráulica. Em 1730, o matemático suíço Daniel Bernoulli (1700-1782) difundiu os fundamentos da Hidrodinâmica com o Teorema da Conservação de Energia para fluidos ideais, válido para escoamento em regime permanente. Neste teorema é sustentado que num fluido ideal incompressível que escoar num conduto fechado sem viscosidade nem atrito a energia do fluido permanece constante ao longo do percurso. Essa energia é composta por três componentes: cinética, a energia associada à velocidade do fluido; potencial gravítica, imposta pela altitude a que o fluido se encontra; e pressão, correspondente à pressão que o fluido contém. Em termos matemáticos, a Equação de Bernoulli cita, (Bonniard, 2011)

$$\frac{V_{méd}^2}{2g} + \frac{P}{\rho \times g} + H_d = cte \quad (1)$$

sendo,

- $V_{méd}$, velocidade do fluido na secção em análise [m/s];
- P , pressão ao longo da linha de corrente [Pa];
- H_d , altura na direção da gravidade, sentido positivo, contrário a g [m];

- ρ , massa volúmica do fluido [kg/m³];
- g , constante da aceleração da gravidade [m/s²];

No entanto, e de acordo com Bonniard (2011), para fluidos reais iguais aos que são encontrados no quotidiano, a Equação de Bernoulli tem que ser corrigida, incorporando um termo H_f correspondente à perda de energia que o escoamento sofre ao longo do percurso em linha,

$$\frac{V_1^2}{2g} + \frac{P_1}{\rho \times g} + H_d^1 = \frac{V_2^2}{2g} + \frac{P_2}{\rho \times g} + H_d^2 + H_f \quad (2)$$

A **EQ.2** pode também ser deduzida usando a 1ª Lei da Termodinâmica.

A componente H_f da **EQ.2** é a perda de pressão provocada pelo atrito do fluido no interior da tubulação cilíndrica calculada por meio da equação de Darcy-Weissbach,

$$H_f = f \times \frac{L}{D} \times \frac{V_{méd}^2}{2 \times g} \quad (3)$$

sendo,

- H_f , perda de carga [mca];
- f , representa o fator de fricção de Darcy, depende do número de Reynolds e da rugosidade relativa e pode ser calculado via diagrama de Moody ou por equações tais como a de Colebrook White;
 - L , comprimento da tubulação [m];
 - D , diâmetro da tubulação [m];
 - V , velocidade média do escoamento [m/s];

O físico e matemático suíço Leonhard Euler, criador da roda de reação com distribuidor fixo, publicou em 1751 os seus pioneiros trabalhos sobre turbomáquinas, tendo estabelecido em 1754 a Equação de Euler que serve de base à compreensão do funcionamento de máquinas de reação. Esta equação prova que a quantidade de movimento do fluido se deve a forças de pressão e de campo, sendo que as tensões de corte não causam movimento do fluido. A equação pode ser descrita como,

$$\rho \times \frac{dV}{dt} = \rho \times \vec{g} - \nabla P \quad (4)$$

sendo,

- $\rho \times \frac{dV}{dt}$, força inercial por unidade de volume [N/m³];
- $\rho \times \vec{g}$, força peso por unidade de volume [N/m³];
- ∇P , força de pressão por unidade de volume [N/m³];

Apesar das grandes descobertas providenciadas pelos dois talentosos matemáticos suíços enunciados anteriormente, o nome turbina ficou a dever-se ao engenheiro francês Claude Burdin (1788-1873) devido ao relatório que publicou em 1824 intitulado “Des turbines hydrauliques ou machines rotatoires à grande vitesse”.

Em 1827 o engenheiro francês Benoit Fourneyron (1802-1867), discípulo de Claude Burdin, construiu uma turbina centrífuga com potência de 6 CV e rendimento de 80%. Nos anos seguintes continuou projetando e construindo turbinas, até que em 1837 concebeu uma turbina de 60 CV em Saint Blaise, na Suíça. A turbina centrífuga desenvolvida por Fourneyron possuía um distribuidor fixo, um recetor e uma roda que girava em torno do eixo vertical. Tal como acontece na atualidade, a pá do distribuidor procura redirecionar o escoamento do fluido para a entrada deste nos canais do recetor. Uma vez que o recetor é exterior ao distribuidor, o escoamento faz-se do centro para a periferia. Pode concluir-se então que a ideologia inerente à turbina foi conseguida por Euler e a primeira turbina industrial foi obra de Fourneyron.

2.1.1 Principais Tipos

A escolha do tipo adequado de turbina hidráulica baseia-se nas condições de caudal, altura de queda útil, na configuração da razão da rotação da turbina com a do gerador e na altura do tubo de sucção, no caso de máquinas de reação (Lopes, 2011).

As turbinas hidráulicas dividem-se essencialmente em três tipos principais: Pelton, Francis e Kaplan. Os caudais volumétricos podem ser igualmente grandes em qualquer uma delas, mas a potência será proporcional ao produto da altura de queda disponível (H_d) pelo caudal volumétrico (Q) (Gonçalves, 2007).

Os fabricantes de turbinas normalmente disponibilizam ábacos onde estão representadas as áreas de aplicação dos diferentes tipos de turbinas que fabricam, facilitando assim a escolha de uma turbina para uma determinada queda hidráulica. Uma boa triagem na seleção de uma turbina propicia um bom rendimento da mesma. A escolha deve ser feita através da interação de 3 parâmetros: altura de queda bruta, caudal e potência. Um exemplo deste tipo de diagrama é apresentado na **FIG.1** (Rocha, 2008).

Fonte: Rocha (2008)

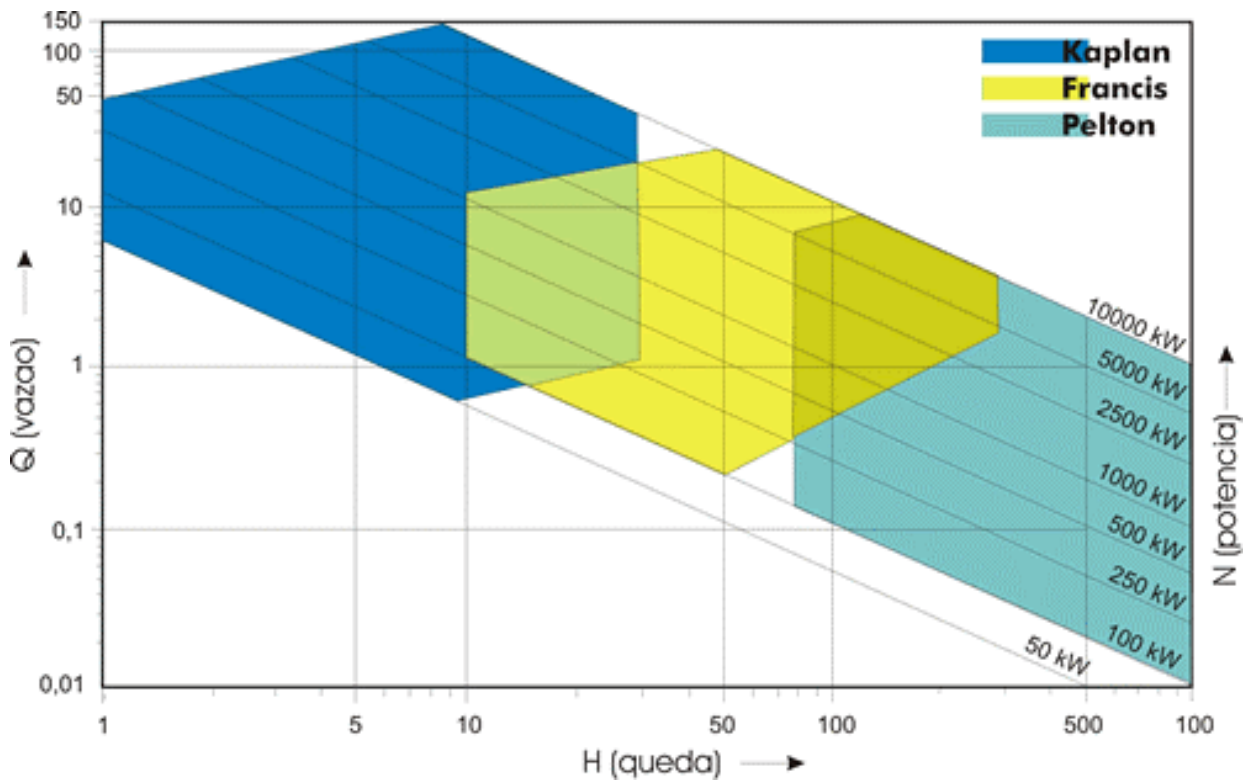


Figura 1 - Domínios dos diferentes tipos de turbinas hidráulicas

2.1.2 Turbina Pelton

A turbina Pelton foi inventada pelo mineiro e inventor americano Lester Allan Pelton na década de 1870. Um exemplo de turbina Pelton é mostrado na **FIG.2**. Em condições ideais o rendimento deste tipo de turbina pode chegar a 90%.

Fonte: Junior (2013)



Figura 2 - Fotografia pormenorizada do jato e das conchas de uma turbina Pelton

São turbinas de ação já que utilizam a velocidade do jato de água para dar movimento de rotação ao rotor. Funcionam à pressão atmosférica e são utilizadas para aproveitamentos hidroelétricos com altas quedas, geralmente acima de 200 metros e podendo ir até cerca de 1200 metros, sendo por isso muito mais comuns em países montanhosos. Este modelo de turbina opera com velocidades de rotação maiores que as outras, e o rotor tem características bastante distintas (Gonçalves, 2007).

Uma desvantagem na utilização de turbinas Pelton reside na erosão provocada pelo efeito abrasivo da areia misturada com a água, devido à alta velocidade com que o jato de água choca com o rotor. Desde modo, o tempo de vida útil deste equipamento é reduzido (Marchegiani, 2004; Gonçalves, 2007).

Constituição

A turbina Pelton é constituída essencialmente por seis elementos:

- Distribuidor;
- Injetor;
- Rotor;
- Sistema de travagem;
- Carcaça;
- Câmara de descarga;

A informação a seguir apresentada é baseada em Marchegiani (2004) e Santos (2012).

A missão do distribuidor é regular e orientar o jato cilíndrico e de secção constante que vai para o impulsor. O distribuidor é composto por um injetor e este é composto por um bocal, uma agulha, um defletor e um regulador de velocidade.

O injetor é o responsável pela transformação de energia de pressão em cinética através do seu formato convergente cónico. Caso se pretenda aumentar a potência de uma determinada turbina Pelton para um determinado salto hidráulico devem ser colocados mais injetores na periferia. O injetor da turbina Pelton utilizada neste trabalho é mostrado na **FIG.3**.



Figura 3 - Bico injetor da turbina Pelton ensaiada

O número de injetores utilizados varia consoante a potência desejada. Os injetores são colocados na circunferência ao redor do impulsor e com igual ângulo de espaçamento entre eles para garantir um balanceamento dinâmico do rotor. Enquanto nas turbinas Pelton de eixo vertical podem ser utilizados até 6 bicos injetores, no caso do eixo da turbina ser horizontal normalmente existem apenas 1 ou 2 bicos injetores.

No bocal são acoplados o defletor e a agulha que regula o caudal. A agulha é uma haste de aço situado concentricamente no interior do bocal que possui movimento de translação na direção do jato. A agulha da turbina em estudo mostrada na **FIG.4** tem movimento longitudinal nos 2 sentidos através do acionamento de 1 rosca.



Figura 4 - Fotografia da agulha da turbina Pelton ensaiada

O defletor é um dispositivo mecânico que pode ser acionado para evitar o embalamento e o golpe de aríete. Além disso, caso haja necessidade de efetuar uma paragem de emergência o defletor desvia o jato na totalidade.

O regulador de velocidade é um conjunto de dispositivos eletromecânicos concebidos para manter a velocidade constante, de modo a que a frequência da corrente gerada tenha em todas as circunstâncias de carga 60 Hz (Brasil).

O rotor é um componente chave na turbina Pelton já que é incumbido de transformar a energia cinética do fluido em trabalho sob a forma de rotação. O rotor é composto pela roda e pelas conchas. A roda é em forma de um disco contendo várias conchas. O eixo do jato de água que sai do bocal é tangente à circunferência. As conchas recebem o impulso direto do jato de

água e têm um formato peculiar de conchas simétricas para compensar o efeito dos impulsos axiais. As formas concavas das conchas mudam a direção do jato para as laterais, quando este tem já uma energia desprezável. No meio da separação das conchas existe uma aresta com um entalhe em W na extremidade que recebe a água sem choque, dividindo o jato em duas partes iguais, tal como evidenciado na **FIG.5**. Deste modo, é maximizado o momento provocado na roda já que as conchas apenas recebem o jato de água quando este está perpendicular à aresta.

Fonte: Junior (2013)



Figura 5 - Representação de conchas de turbina Pelton

O eixo da turbina está fixado rigidamente na roda de forma que a rotação da roda seja transmitida ao eixo do alternador. A um mesmo eixo podem estar acopladas várias turbinas e um gerador.

O sistema de travagem é composto por “contra-jatos” que embatem na superfície convexa das conchas e dão uma rotação contrária à de funcionamento normal. Além disso, e tal como já foi citado anteriormente, o defletor pode desviar a água em caso de necessidade de paragem.

A carcaça é uma envoltura metálica que protege o distribuidor e o impulsor e evita que a água salpique para o exterior depois de o jato embater nas conchas.

A câmara de descarga é a zona onde a água cai livremente após o choque com o impulsor e é através dela que a água é recolocada no sistema ou então é expulsa para o exterior do conjunto.

Materiais

Os materiais utilizados no rotor e nas pás dependem da altura de queda bruta que alimenta a turbina. Para quedas até cerca de 650 metros é usado aço fundido e para quedas maiores é usado aço inoxidável.

Relativamente à agulha reguladora de caudal e ao bico do bocal, atendendo a que estes componentes sofrem abrasão violenta devido à elevada velocidade do jato de água, é usado aço com cromo, tungstênio ou vanádio. Também se usam estes componentes fabricados numa liga de cromo e cobalto designada *stellite* (Junior, 2013).

Funcionamento

As turbinas Pelton, têm um princípio um pouco diferente (impulsão) pois a pressão primeiro é transformada em energia cinética, no bocal, onde o escoamento de água é acelerado até uma alta velocidade, e em seguida choca com as pás da turbina imprimindo-lhe rotação e binário (Maia, Sotelo, 2015).

Neste tipo de turbina toda a energia cedida ao seu eixo deve-se à energia cinética da água, havendo uma componente energética dissipada sob a forma de atrito e outra dissipada sob a forma de energia cinética residual. Esta rotação é conseguida fazendo embater tangencialmente o jato de água nas conchas fixas na extremidade da roda. Deste modo, é maximizada a potência de impulsão para uma determinada velocidade de escoamento (Gonçalves, 2007).

A potência disponível fornecida por esta turbina é regulada pela deslocação longitudinal da válvula de agulha do bico injetor, a fim de variar a abertura do injetor. Contudo, este controlo de escoamento não abrange grandes variações súbitas de caudal uma vez que provocaria o fenómeno conhecido como golpe de aríete. Este acontecimento reside no fato de uma onda de pressão viajante percorrer o conduto forçado com a possibilidade de o danificar (Costa, 2003).

Cavitação

A cavitação é um fenómeno originado em quedas repentinas de pressão, onde a combinação entre a pressão, temperatura e velocidade resulta na liberação de ondas de choque e micro-jatos altamente energéticos, causando a aparição de altas tensões mecânicas e elevação da temperatura, provocando danos na superfície. Nas turbinas Pelton este acontecimento pode

ocorrer no injetor. Se isso ocorrer próximo a uma superfície metálica, pode provocar microscópicas rachaduras no material que, com o tempo, podem ocasionar fissuras na estrutura metálica e a conseqüente erosão das superfícies metálicas mais próximas.

A erosão numa turbina hidráulica é bem perceptível uma vez que prejudica a rotação do rotor através do desbalanceamento do mesmo. Para repor a normalidade é necessária a parada da máquina para manutenção corretiva (aplicação de solda ou até mesmo a troca das pás) (Santos, 2013).

2.2 Análise energética

A análise energética inerente ao processo de transformação de energia hidráulica em mecânica é baseada em Rocha (2008), Souza (2005) e Simão (2009).

As perdas encontradas ao longo do percurso do fluido diminuem a energia total que o fluido pode transmitir à turbina. As várias perdas de energia que ocorrem desde o reservatório até ao eixo da turbina são ilustradas na **FIG.6**.

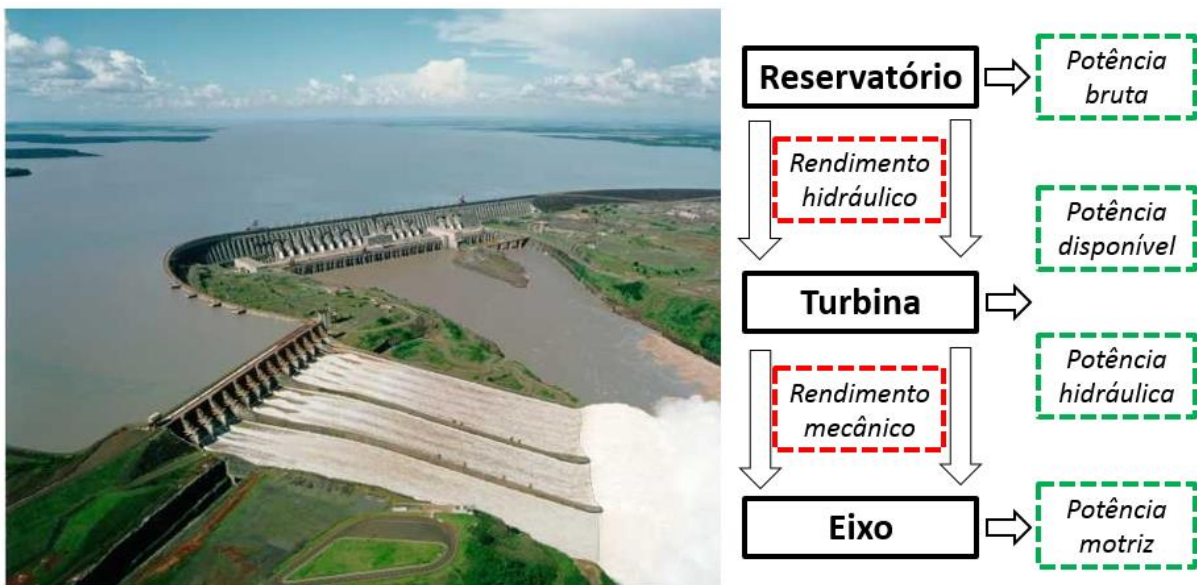


Figura 6 - Fotografia de barragem hidroelétrica e esquema com rendimentos envolvidos

sendo,

- η_{hid} , rendimento hidráulico da turbina [%];
- η_{mec} , rendimento mecânico da turbina [%];
- \dot{W}_d , potência disponível [W];
- \dot{W}_h , potência hidráulica [W];
- \dot{W}_m , potência motriz [W];

As perdas hidráulicas são devidas à fricção e choques que diminuem a energia que o fluido pode entregar à turbina. A água tem que deixar a turbina com alguma velocidade e esta quantidade de energia cinética não pode ser aproveitada pela turbina. Tendo em vista apenas a energia hidráulica do sistema, considere-se que:

- Nem toda a pressão é convertida em velocidade no jato;
- Nem toda a energia cinética do jato é usada para movimentar as conchas;
- Há perda de pressão no bico injetor;
- Há perda de pressão no impacto do jato com as conchas;

Assim, define-se como rendimento hidráulico o quociente entre a potência hidráulica capturada pelo impulsor e a total disponibilizada à turbina,

$$\eta_{hid} = \frac{\dot{W}_h}{\dot{W}_d} \quad (5)$$

Em condições ideais o rendimento hidráulico teria o valor aproximado de 85%. Contudo, devido à fricção mecânica e ao escoamento não uniforme nas conchas esse rendimento pode diminuir para os 80%.

Relativamente às perdas mecânicas, estas são causadas por fricções mecânicas e diminuem a energia comunicada ao eixo. São originadas por atrito nas partes móveis da turbina e calor perdido pelo aquecimento dos mancais. Ou seja, a energia hidráulica que o impulsor converte em energia mecânica não é totalmente aproveitada pelo eixo da turbina. As perdas mecânicas são igualmente geradas através da erosão por cavitação e por atrito direto da água misturada com areia ou resíduos com os componentes da turbina, ocasionando a perda do perfil hidrodinâmico original. Então, define-se rendimento mecânico como o quociente entre a potência entregue ao eixo e a hidráulica capturada pelo impulsor tal que,

$$\eta_{mec} = \frac{\dot{W}_m}{\dot{W}_h} \quad (6)$$

O rendimento de uma turbina é calculado atendendo o produto do rendimento hidráulico η_{hid} pelo rendimento mecânico η_{mec} ,

$$\eta_T = \eta_{hid} \times \eta_{mec} \quad (7)$$

Substituindo em **EQ.7** as **EQ.5** e **EQ.6**,

$$\eta_T = \frac{\dot{W}_h}{\dot{W}_d} \times \frac{\dot{W}_m}{\dot{W}_h} \quad (8)$$

Através de simplificações matemáticas pode concluir-se que o rendimento \dot{W}_d ,

$$\eta_T = \frac{\dot{W}_m}{\dot{W}_d} \quad (9)$$

A potência motriz \dot{W}_m produzida por uma turbomáquina é dada pelo produto escalar da velocidade angular do rotor ω pelo binário aplicado T_{Eixo} ,

$$= \omega T_{Eixo} \quad (10)$$

sendo,

- \dot{W}_m , potência mecânica [W];
- ω , velocidade angular do rotor [rad/s];
- T_{Eixo} , binário aplicado ao eixo [N.m];

onde,

$$\omega = \frac{2 \times \pi \times n}{60} \quad (11)$$

$$T_{Eixo} = F \times b \quad (12)$$

sendo,

- n , velocidade de rotação do rotor [rpm];
- F , carga sentida pela balança [N];
- b , distância do braço do freio Prony [m];

A potência disponível \dot{W}_d para uma turbina converter energia hidráulica em mecânica é dada por,

$$\dot{W}_d = \rho g H_d Q \quad (13)$$

sendo,

- H_d , altura de queda disponível [m];
- ρ , massa específica [kg/ m³];
- Q , caudal [m³/s];
- g , aceleração gravitacional [m/s²];

Conclui-se então que o rendimento de uma turbina hidráulica é dado por,

$$\eta_T = \frac{\omega T_{Eixo}}{\rho g H_d Q} \quad (14)$$

Através das simplificações demonstradas na **EQ.11** e **EQ.12**, a **EQ.14** também pode ser escrita na forma,

$$\eta_T = \frac{\left(\frac{2 \times \pi \times n}{60}\right) \times F \times b}{\rho g H_d Q} \quad (15)$$

2.3 Demonstração da Equação de Euler para Turbomáquinas

De acordo com Fox et al (2006), o princípio da quantidade de movimento angular para um sistema inercial é dado por,

$$\vec{T} = \frac{d\vec{H}}{dt} \Bigg|_{Sistema} \quad (16)$$

sendo,

- \vec{T} , binário total exercido sobre o sistema pela vizinhança;
- \vec{H} , quantidade de movimento angular do sistema;

Por sua vez, a quantidade de movimento angular do sistema é dada por,

$$\vec{H}_{Sistema} = \int_{M(Sistema)} \vec{r} \times \vec{V} dm = \int_{\forall(Sistema)} \vec{r} \times \vec{V} \rho d\forall \quad (17)$$

sendo,

- \vec{r} , vetor posição que localiza cada elemento de massa relativamente ao sistema de coordenadas;
- \forall , volume do sistema;

Todas as quantidades na equação devem ser formuladas com respeito a um referencial inercial. Por outro lado, o binário \vec{T} aplicado sobre um sistema é dado por,

$$\vec{T} = \vec{r} \times \vec{F}_S + \int_{M(Sistema)} \vec{r} \times \vec{g} dm + \vec{T}_{Eixo} \quad (18)$$

sendo,

- \vec{F}_S , força de superfície exercida sobre o sistema;
- $\int_{M(Sistema)} \vec{r} \times \vec{g} dm$, termo que incorpora o efeito da gravidade;

A relação fundamental entre a taxa de variação de qualquer propriedade extensiva arbitrária, X , de um sistema e as variações dessa propriedade associada a um volume de controlo estacionário é:

$$\left(\frac{dX}{dt}\right)_{Sistema} = \frac{d}{dt} \int_{VC} \eta \rho d\forall + \int_{SC} \eta \rho \vec{V} \cdot \hat{n} dA \quad (19)$$

sendo,

- $\left(\frac{dX}{dt}\right)_{Sistema}$, taxa de variação de qualquer propriedade extensiva arbitrária X do sistema;
- $\frac{d}{dt} \int_{VC} \eta \rho d\forall$, taxa de variação temporal da propriedade extensiva X dentro do volume de controlo;
- η , propriedade intensiva correspondente a X , tal que

$$N_{Sistema} = \int_{M(Sistema)} \eta dm \quad (20)$$

- $\int_{SC} \eta \rho \vec{V} \cdot \hat{n} dA$, taxa líquida de escoamento da propriedade extensiva X através da superfície de controlo;

Fazendo, $X = \vec{H}$, então $\eta = \vec{r} \times \vec{V}$,

$$\left(\frac{d\vec{H}}{dt}\right)_{Sistema} = \frac{d}{dt} \int_{VC} \vec{r} \times \vec{V} \rho d\forall + \int_{SC} \vec{r} \times \vec{V} \rho \vec{V} \cdot \hat{n} dA \quad (21)$$

Combinando as equações apresentadas obtém-se,

$$\vec{r} \times \vec{F}_S + \int_{M(Sistema)} \vec{r} \times \vec{g} dm + \vec{T}_{Eixo} = \frac{d}{dt} \int_{VC} \vec{r} \times \vec{V} \rho d\forall + \int_{SC} \vec{r} \times \vec{V} \rho \vec{V} \cdot \hat{n} dA \quad (22)$$

Como o sistema e o volume de controlo são coincidentes no tempo t , $\vec{T} = \vec{T}_{VC}$,

$$\vec{r} \times \vec{F}_S + \int_{VC} \vec{r} \times \vec{g} \rho d\forall + \vec{T}_{Eixo} = \frac{d}{dt} \int_{VC} \vec{r} \times \vec{V} \rho d\forall + \int_{SC} \vec{r} \times \vec{V} \rho \vec{V} \cdot \hat{n} dA \quad (23)$$

A **EQ.23** é uma formulação geral do Princípio de Quantidade de Movimento Angular para um volume de controlo inercial e estabelece que o momento das forças superficiais e das forças de campo, mais o binário externo aplicado, levam a uma variação da quantidade de movimento angular do escoamento.

As forças superficiais de origem mecânica devem-se ao atrito e à pressão, a força de campo resulta da gravidade, o binário aplicado pode ser positivo ou negativo, e a variação da quantidade de movimento angular pode ocorrer internamente ao volume de controlo ou como transporte de quantidade de movimento angular através da superfície de controlo.

O lado esquerdo da equação expressa todos os binários que atuam sobre o volume de controlo. O lado direito expressa a taxa de variação da quantidade de movimento angular dentro do volume de controlo bem como a taxa líquida de transporte da quantidade de movimento angular que atravessa a superfície do volume de controlo.

Para obtenção da Equação Fundamental das Turbomáquinas aplica-se um volume de controlo fixo com um rotor genérico tal como mostrado na **FIG.7**, onde o caudal mássico de fluido \dot{m} entra no rotor na localização radial r_1 com velocidade absoluta \vec{V}_1 e sai do rotor na localização radial r_2 com velocidade absoluta \vec{V}_2 . As velocidades são uniformes nas pás, por hipótese.

Fonte: Fox et al (2006)

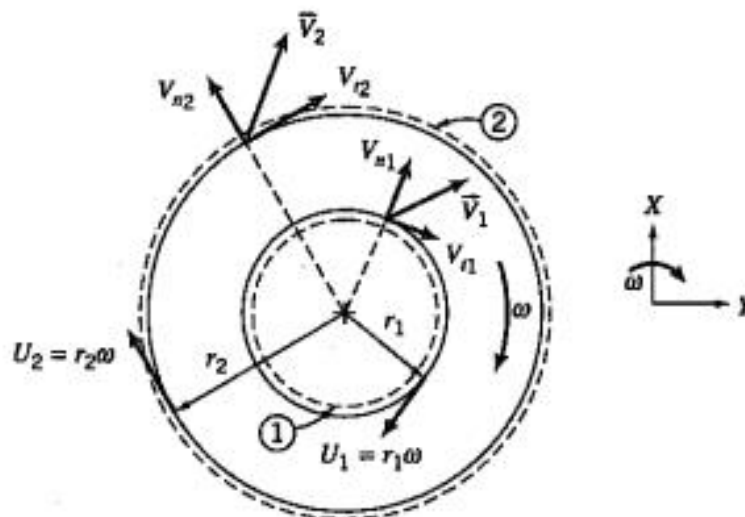


Figura 7 - Representação do volume de controlo adotado

As velocidades V_{t1} e V_{t2} representam a componente tangencial das velocidades absolutas do fluido cruzando o volume de controlo. As velocidades tangenciais são escolhidas positivas quando têm o mesmo sentido da velocidade da pá, U . Esta convenção de sinal faz com que no caso das turbinas $T_{Eixo} < 0$ enquanto que no caso das bombas $T_{Eixo} > 0$.

Na análise de turbomáquinas, é conveniente escolher um volume de controlo fixo englobando o rotor, a fim de avaliar o binário no eixo.

Partindo da **EQ.23** que representa a formulação geral do Princípio de Quantidade de Movimento Angular para um volume de controlo inercial,

$$\vec{r} \times \vec{F}_S + \int_{VC} \vec{r} \times \vec{g} \rho \, dV + \vec{T}_{Eixo} = \frac{d}{dt} \int_{VC} \vec{r} \times \vec{V} \rho \, dV + \int_{SC} \vec{r} \times \vec{V} \rho \vec{V} \cdot \hat{n} dA \quad (24)$$

1. Sendo o binário no eixo do rotor significativamente superior aos binários decorrentes de forças de superfície, estes últimos podem ser negligenciados, sendo que a equação fica,

$$\int_{VC} \vec{r} \times \vec{g} \rho \, dV + \vec{T}_{Eixo} = \frac{d}{dt} \int_{VC} \vec{r} \times \vec{V} \rho \, dV + \int_{SC} \vec{r} \times \vec{V} \rho \vec{V} \cdot \hat{n} dA \quad (25)$$

2. A força de campo gravitacional pode ser desprezada por simetria. Assim,

$$\vec{T}_{Eixo} = \frac{d}{dt} \int_{VC} \vec{r} \times \vec{V} \rho \, dV + \int_{SC} \vec{r} \times \vec{V} \rho \vec{V} \cdot \hat{n} dA \quad (26)$$

3. Para escoamento em regime permanente, o termo $\frac{d}{dt}$ desaparece,

$$\vec{T}_{Eixo} = \int_{SC} \vec{r} \times \vec{V} \rho \vec{V} \cdot \hat{n} dA \quad (27)$$

Para escoamento uniforme entrando e saindo do rotor pelas secções 1 e 2, respetivamente, a equação apresentada anteriormente segundo a forma escalar torna-se,

$$T_{Eixo} = (r_2 V_{t2} - r_1 V_{t1}) m \quad (28)$$

sendo,

- r_1 , raio interno da pá do rotor;
- r_2 , raio externo da pá do rotor;
- V_{t1} , componente tangencial da velocidade absoluta em 1;
- V_{t2} , componente tangencial da velocidade absoluta em 2;
- \dot{m} , caudal mássico através das áreas de entrada e saída do volume de controlo;

A **EQ.28** é commumente chamada de Equação de Euler das Turbomáquinas.

2.4 Triângulo de Velocidades

Este capítulo tem como base de informação Carvalho (1982) e Macintyre (1983).

Na análise de velocidades presentes numa concha da turbina Pelton vai considerar-se que a face da concha que recebe o jato possui um septo que divide o jato em duas partes sem provocar choques. Assim, nos instantes em que o jato aciona a concha, o movimento desta pode ser avaliado como uma simples translação na direção e sentido do jato.

O jato atinge a pá com velocidade absoluta C_1 , transmitindo-lhe um movimento com velocidade C_C e deixa a pá com velocidade C_{2C} . O desvio sofrido pelo jato de água é de aproximadamente 180° . Na entrada, o jato e a pá têm o mesmo sentido e direção, o que faz com que a velocidade relativa tenha o valor de $C_{1C} = C_1 - C_C$. Na saída, a direção de C_{2C} é tangente ao bordo da pá e o seu valor é $C_{2C} = C_2 - C_C$. Todas as velocidades relativas e absolutas inerentes à análise do triângulo de velocidades estão ilustradas na **FIG.8**.

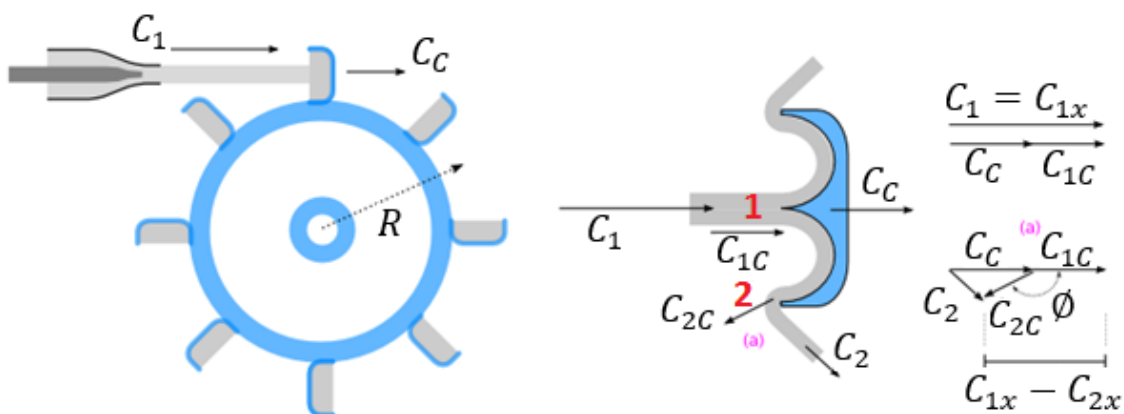


Figura 8 - Triângulo de velocidades

sendo

- C_C , velocidade tangencial da concha tal que $C_C = \omega \times R$;
- C_1 , velocidade linear do jato à saída do injetor tal que $C_1 = C_{1C} + C_C$;
- C_{1C} , velocidade do jato relativamente à concha;
- C_2 , velocidade absoluta de saída do jato tal que $C_2 = C_{2C} + C_C$;
- C_{2C} , velocidade do jato à saída da concha relativamente à mesma;
- K_{fc} , coeficiente de perda por atrito na concha;
- \emptyset , ângulo entre C_{1C} e C_{2C} ;

É necessário salientar que o trabalho útil cedido às conchas será tanto maior quanto menor for o valor de C_2 , sendo que não pode ter valor nulo para poder deixar a água sair da concha e não interferir com o jato que chega à pá. Para tal, $\emptyset < 180^\circ$.

2.5 Teoria dos modelos

Este capítulo tem como base de informação Carvalho (1982) e Macintyre (1983).

Esta teoria tem como base a análise dimensional definida no Teorema PI de Buckingham (Fox et al, 2006).

A teoria dos modelos é imprescindível no projeto e construção de turbinas hidráulicas de grande porte, evitando grandes prejuízos económicos para o fabricante. Esta teoria abarca um conjunto de leis que possibilitam prever o comportamento de uma turbina industrial a partir do desempenho de uma turbina modelo à escala reduzida.

Contudo, para se poder fazer a analogia entre as duas máquinas, é necessário que haja semelhança geométrica, cinemática e dinâmica entre as máquinas.

Existe semelhança geométrica entre duas turbinas quando existir uma relação de proporcionalidade constante entre as suas dimensões lineares homólogas e quando os ângulos homólogos forem também iguais,

$$\frac{dim_{industrial}}{dim_{modelo}} = K \quad (29)$$

$$\beta_{industrial} = \beta_{modelo}$$

sendo,

- β , ângulos homólogos;
- K , razão de semelhança;

Existe semelhança cinemática entre duas turbinas quando houver semelhança entre os triângulos de velocidade nos pontos correspondentes. Ou seja,

$$\frac{\Delta V_{industrial}}{\Delta V_{modelo}} = K \quad (30)$$

sendo,

- $\Delta V_{industrial}$, triângulo de velocidades da turbina industrial;
- ΔV_{modelo} , triângulo de velocidades da turbina modelo;

Existe semelhança dinâmica entre o protótipo e o modelo se o número de Reynolds for igual para os dois. Ou seja,

$$Re_{industrial} = Re_{modelo} \quad (31)$$

sendo,

- $Re_{industrial}$, número de Reynolds da turbina industrial;
- Re_{modelo} , número de Reynolds da turbina modelo;

Quando os três requisitos da teoria dos modelos são satisfeitos, é possível afirmar que as perdas são proporcionais e os rendimentos são iguais, o que torna o comportamento idêntico em situações homólogas. Assim, é possível obter as seguintes relações entre a máquina industrial e o modelo trabalhando com o mesmo fluido (massas volúmicas iguais):

$$\frac{n_i}{n_m} = \frac{1}{K} \times \sqrt{\frac{H_d^i}{H_d^m}} \quad (32)$$

$$\frac{Q_i}{Q_m} = K^2 \times \sqrt{\frac{H_d^i}{H_d^m}} \quad (33)$$

$$\frac{\dot{W}_m^i}{\dot{W}_m^m} = K^2 \times \left(\frac{H_d^i}{H_d^m}\right)^{3/2} \quad (34)$$

sendo,

- K , razão de semelhança geométrica entre a máquina industrial e o modelo;
- $n_i, H_d^i, Q_i, \dot{W}_m^i$, velocidade de rotação, queda disponível, caudal e potência motriz relativas à máquina industrial;
- $n_m, H_d^m, Q_m, \dot{W}_m^m$, velocidade de rotação, queda disponível, caudal e potência motriz relativas ao modelo;

As expressões anteriormente apresentadas podem ser descritas em função do número de rotações tal que,

$$\frac{H_d^i}{H_d^m} = K^2 \times \frac{n_i^2}{n_m^2} \quad (35)$$

$$\frac{Q_i}{Q_m} = K^3 \times \frac{n_i}{n_m} \quad (36)$$

$$\frac{\dot{W}_m^i}{\dot{W}_m^m} = K^5 \times \frac{n_i^3}{n_m^3} \quad (37)$$

Por meio das equações fundamentais da semelhança mecânica apresentadas nas **EQ.32**, **EQ.33** e **EQ.34** é possível prever o comportamento de uma turbina a operar sob qualquer queda bruta. Para tal, basta utilizar essas equações tendo como protótipo e modelo uma mesma turbina ($K = 1$), sendo que uma opera sob a queda de 1 m.c.a. Assim,

$$n_1 = \frac{n}{\sqrt{H_d}} \quad (38)$$

$$Q_1 = \frac{Q}{\sqrt{H_d}} \quad (39)$$

$$\dot{W}_m^1 = \frac{\dot{W}_m}{H_d \sqrt{H_d}} \quad (40)$$

sendo,

- n_1, Q_1, \dot{W}_m^1 , características unitárias da turbina;
- n, Q, \dot{W}_m , características para qualquer queda H_d (para o mesmo rendimento);

As características unitárias da turbina variam com o rendimento, daí que estas sejam calculadas para o máximo rendimento da turbina.

Um parâmetro importante no estudo das turbinas hidráulicas que define o tipo de turbina é a velocidade específica n_s , que representa a rotação da turbina semelhante capaz de produzir a potência de 1 CV sob a queda de 1m. Este indicador é calculado para o ponto de máximo rendimento da turbina e é dado por,

$$n_s = \frac{n \times \sqrt{\dot{W}_m}}{H_d^{\frac{5}{4}}} \quad (41)$$

sendo,

- n , velocidade de rotação [rpm];
- \dot{W}_m , potência motriz [CV];
- H_d , altura de queda disponível [mca];

2.6 Curvas Características

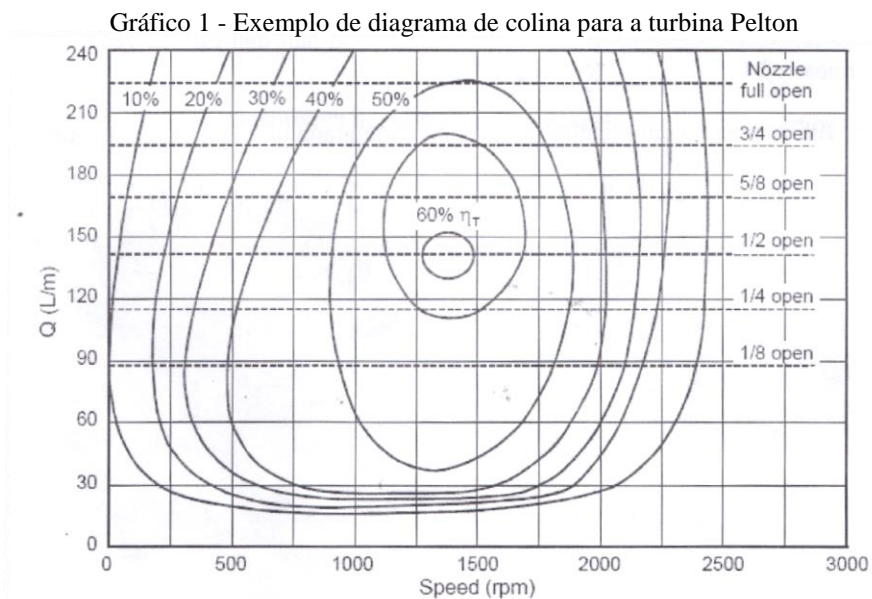
Curvas e colinas de Iso-rendimento

São curvas características das máquinas de fluxo, no qual se encontra o caudal no eixo das abscissas, e a altura manométrica no eixo das ordenadas. As curvas de rendimentos são em formatos de colina, para uma determinada rotação.

Uma curva de caudal em função da velocidade de rotação, a rendimento constante, pode ser obtida a partir de um elenco de ensaios $\eta_T = f(n)$. O procedimento para caracterizar esta curva consiste no levantamento de um elenco de ensaios a queda disponível H_d constante, cada ensaio realizado a um caudal Q constante, isto é, variando o caudal de ensaio para ensaio.

Define-se o valor de rendimento para o qual será levantada a curva de iso-rendimento e, dispondo-se do elenco de curvas obtidas experimentalmente, obtém-se de cada curva um ou dois pares caudal-velocidade de rotação correspondente ao valor de rendimento em questão. O número de pontos (pares caudal-velocidade de rotação) obtidos depende do número de ensaios realizados. A partir desses pontos, obtém-se a curva caudal em função da velocidade de rotação relativa ao valor de rendimento em questão. Essa é a curva de iso-rendimento relativa ao valor de rendimento considerado.

O conjunto das curvas de iso-rendimento representadas no mesmo diagrama constitui o que se denomina de colina de iso-rendimento, devido ao seu aspeto de curvas de nível representativas em topografia de uma colina em que o eixo vertical, no caso, ao invés de altura indica rendimentos, tal como evidenciado no **GRAF.1**.



Fonte: Muste M. et al (sd)

Curvas do rendimento da turbina η_T em função da rotação n

A determinação da curva de rendimento em função da velocidade de rotação é feita mantendo-se constante o caudal Q e a queda hidráulica disponível H_d . O caudal permanece constante mantendo inalterada a posição da agulha do bico injetor na mesma proporção que para manter a queda hidráulica constante é efetuado na bancada didática um controlo de posição de válvulas de esfera.

O ensaio consiste na aplicação de um momento resistente no eixo da turbina através do uso de um freio tipo Prony, onde para cada binário resistente aplicado se obtém a velocidade no eixo da máquina.

A velocidade de rotação do eixo da turbina pode ser obtida com um tacómetro ótico e o rendimento da máquina é determinado em função da razão entre a potência motriz no eixo \dot{W}_m e a potência disponível \dot{W}_d .

Curvas do rendimento da turbina η_T em função do caudal Q

A caracterização da curva de rendimento η_T em função do caudal Q é feita mantendo-se constantes, durante o ensaio, a velocidade de rotação n no eixo da turbina (devido à ação do freio tipo Prony) e a pressão P na entrada da turbina. A cada posição da agulha do bico injetor corresponde um caudal Q .

A obtenção do rendimento é, mais uma vez, dada pela razão entre a potência motriz da turbina \dot{W}_m e a potência disponível \dot{W}_d .

Curvas do rendimento da turbina η_T em função da potência motriz \dot{W}_m

A determinação da curva de rendimento η_T em função da potência motriz no eixo \dot{W}_m é efetuada mantendo-se constantes durante o ensaio a velocidade de rotação n no eixo da turbina (devido à ação do freio tipo Prony) e a pressão P na entrada da turbina, variando unicamente o caudal Q .

3 Materiais

3.1 Laboratório

O laboratório de Fluidos do Departamento de Engenharia Mecânica da UFMG fica situado no hangar de Engenharia Mecânica, Centro de Experimentação IV, onde também estão localizados a maioria dos laboratórios didáticos e de pesquisa do departamento.

O ambiente do laboratório não é climatizado, o que permite a entrada de pernilongos, sendo até potencialmente perigoso para a saúde devido às doenças transmitidas por este tipo de inseto. Foi utilizado repelente nas partes do corpo que fiquem expostas. Este foi um fator de desconforto encontrado ao longo do projeto.

3.2 Bancada

A bancada de ensaios da turbina Pelton à escala reduzida é apresentada na sequência tendo em conta o normal trajeto da água no sistema. A bancada é composta por um reservatório de água com capacidade total de aproximadamente 1000 L, sendo que só 650 L estão ocupados por água, tal como mostrado na **FIG.9**.



Figura 9 - Fotografia da bancada didática em estudo

É necessário salientar que nos condutos de retorno de água ao reservatório foram acoplados outros condutos com pequenos cortes para evitar a criação de ondas no reservatório e a conseqüente oscilação da pressão nas bombas centrífugas.

De modo a simular a altura de queda bruta existente nas barragens hidroelétricas, existem duas bombas centrífugas Thebe que trabalham em série de modo a fornecerem, na carga máxima, a pressão relativa de 4,1 atm à turbina Pelton. A instalação com as bombas centrífugas é apresentada na **FIG.10**.



Figura 10 - Fotografia com as 2 bombas centrífugas Thebe

As características das bombas estão descritas na **TAB.1**.

Tabela 1 - Características das bombas centrífugas utilizadas

Característica	Valor	Unidades
Pressão máxima relativa	30	mca
Pressão mínima relativa	6	mca
Caudal máximo	15	L/s
Potência	1	CV
Velocidade de rotação	3500	rpm

Depois da água ser aspirada do reservatório pelas duas bombas Thebe ligadas em série, esta percorre os condutos e passa por um divisor de caudal, sendo que uma parte segue para um rotâmetro com capacidade para leituras de até 30000 L/h e posteriormente retorna para o reservatório. O rotâmetro tem a finalidade de derivar caudal de modo a ser possível controlar a pressão que irá prevalecer na entrada da turbina, funcionando unicamente como uma derivação. Caso se queira a pressão máxima relativa de 4,1 atm na turbina o rotâmetro tem que estar completamente fechado. Caso seja pretendida uma pressão inferior na turbina, abre-se a válvula de admissão do rotâmetro até se chegar à pressão desejada. O rotâmetro em questão é apresentado na **FIG.11**.



Figura 11 - Fotografia do rotâmetro presente na instalação

O restante caudal que não vai para o rotâmetro passa pelo medidor eletromagnético de caudal PRO 100 da Incontrol e segue em direção à turbina Pelton, sendo que no caminho existe uma válvula de esfera de PVC utilizada para desviar o caudal para o reservatório quando se quer aliviar a pressão na turbina em caso de emergência. O medidor de caudal utilizado no ensaio é apresentado na **FIG.12**.

Fonte: Manual do instrumento de medição



Figura 12 - Caudalímetro eletromagnético PRO100

A parte da instalação que confina a turbina é a que necessita mais atenção já que é nesta zona que se concentra a maior parte das variáveis a mensurar para determinar o rendimento da turbina, tal como evidenciado na **FIG.13**.



Figura 13 - Fotografia da zona da bancada que concentra maior número de dispositivos

Na entrada da turbina existe um manómetro de Bourdon com capacidade de 6 atm e resolução de 0,1 atm que indica a pressão disponibilizada à turbina, correspondente à altura de queda de água disponível. Este instrumento de medição é fundamental na análise efetuada ao rendimento da turbina e é apresentado na **FIG.14**.

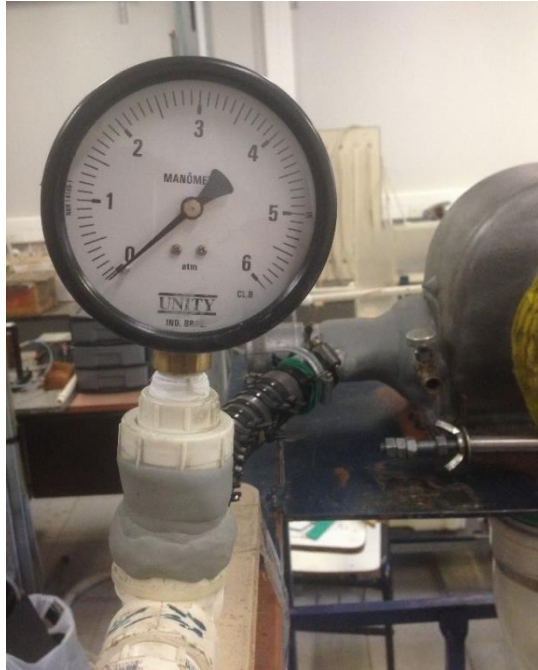


Figura 14 - Manómetro de Bourdon utilizado nos ensaios

De frente para uma fita refletora devidamente colada ao volante-polia da turbina fica posicionado o tacómetro digital modelo TD-812 da Instrutherm que mede a velocidade de rotação instantânea. A base onde fica situado o tacómetro é envolvido em material esponjoso de modo a evitar a propagação das vibrações do sistema nas suas leituras. O tacómetro é apresentado na **FIG.15**.



Figura 15 - Tacómetro e alvo refletivo no volante da turbina

Enquanto os ensaios são feitos, como o volante aquece até aproximadamente 150 °C com a fricção provocada pelo freio Prony, é colocado um ventilador na sua frente de modo a evitar aquecimento excessivo. A barra responsável pela transmissão do binário do volante ao dinamômetro tem que estar devidamente alinhada na horizontal de modo a se poder considerar o efeito “alavanca” proporcionado pelo freio Prony. Para isso, foi colocado um sistema de alinhamento que procura evitar o erro de perpendicularidade entre a barra e o ponto de aplicação da força no dinamômetro, tal como mostrado na **FIG.16**.



Figura 16 - Fotografia do mecanismo que possibilita a medição do binário resistente

Só quando o parafuso fixado na barra está devidamente alinhado ao parafuso “referência” é que a medição da variável massa deve ser efetuada. Pela **FIG.16** é possível verificar o correto alinhamento entre o ponto de aplicação da força no dinamômetro e o ponto do fio que sai da própria barra para a balança passando pela polia inferior.

No freio Prony não foi usado pastilha automotiva diretamente no volante uma vez que o coeficiente de atrito em causa é muito grande, fazendo com que seja impossível obter várias velocidades de rotação constantes como desejado nos ensaios da turbina.

Com o intuito de minimizar o coeficiente de atrito na travagem, foi usado um pano anti-abrasivo Spontex utilizado para limpeza em geral como elemento de travagem. Contudo, devido às altas temperaturas alcançadas na travagem esta alternativa tornou-se inviável devido não só à sua rápida deterioração mas também ao efeito “fading” fortemente sentido, sendo muito difícil manter uma velocidade de rotação constante. Este efeito é caracterizado por uma brusca redução do coeficiente de atrito devido aquecimento excessivo do volante.

De seguida, optou-se por colocar feltro comum no lugar do pano Spontex, mas continuaram-se a verificar os mesmos problemas embora a resistência do material fosse ligeiramente superior. Estes dois freios incapazes de operar nas condições requisitadas pela turbina Pelton são apresentados na **FIG.17**.



Figura 17 - Fotografia dos dois tipos de freios que foram substituídos

Por fim, escolheu-se o material utilizado nos travões das bicicletas ergométricas: feltro industrial. Com este material, salvo o cuidado de não deixar aquecer muito o travão e colocar grafite em pó na zona de contacto entre este e o volante antes de começar os ensaios, foram obtidos os resultados desejados e os problemas com deterioração de material e surgimento de “fading” acabaram. O travão que solucionou todos os problemas é ilustrado na **FIG.18**.



Figura 18 - Freio Prony com feltro industrial que obteve sucesso nos ensaios

Relativamente à turbina Pelton à escala reduzida, esta é constituída por um bico injetor que controla o caudal que chega às conchas, convertendo energia potencial hidráulica em energia mecânica no eixo da turbina. O bico injetor é mostrado ao detalhe na **FIG.19**.



Figura 19 - Bico injetor da turbina Pelton ensaiada

O caudal que alimenta as conchas da turbina Pelton é controlada por um regulador que desloca a agulha horizontalmente (apresentada na **FIG.19**). Esse regulador é apresentado na **FIG.20**, onde se encontra a letra “A” a verde.



Figura 20 - Regulador de caudal da turbina

De salientar que o regulador apresentado na imagem pode rodar 4 voltas completas, resultando num caudal que varia de um valor máximo de $4,53 \text{ m}^3/\text{h}$, para altura de queda disponível ótima, até um valor nulo. Para efeitos de notação seguida neste trabalho, atribui-se uma variável GA (grau de abertura do bico injetor) que varia de 0 a 4, sendo que $GA = 4$ significa caudal máximo enquanto que $GA = 0$ corresponde ao caudal nulo. O passo inerente ao grau de abertura do bocal foi de 0,5 voltas do regulador (180°). Assim, foram percorridos os seguintes valores de grau de abertura: 4;3,5;3;2,5;2;1,5 e 1. A partir de $GA = 0,5$ verificou-se já não haver potência disponível suficiente para continuar os ensaios.

O momento em que é transmitida a energia do escoamento para as conchas é mostrado na **FIG.21** onde é possível ver o jato, que sai sem interferências do bocal do bico injetor, a embater no entalhe em W das conchas e a ser dividido.

Fonte: Macintyre (1983)

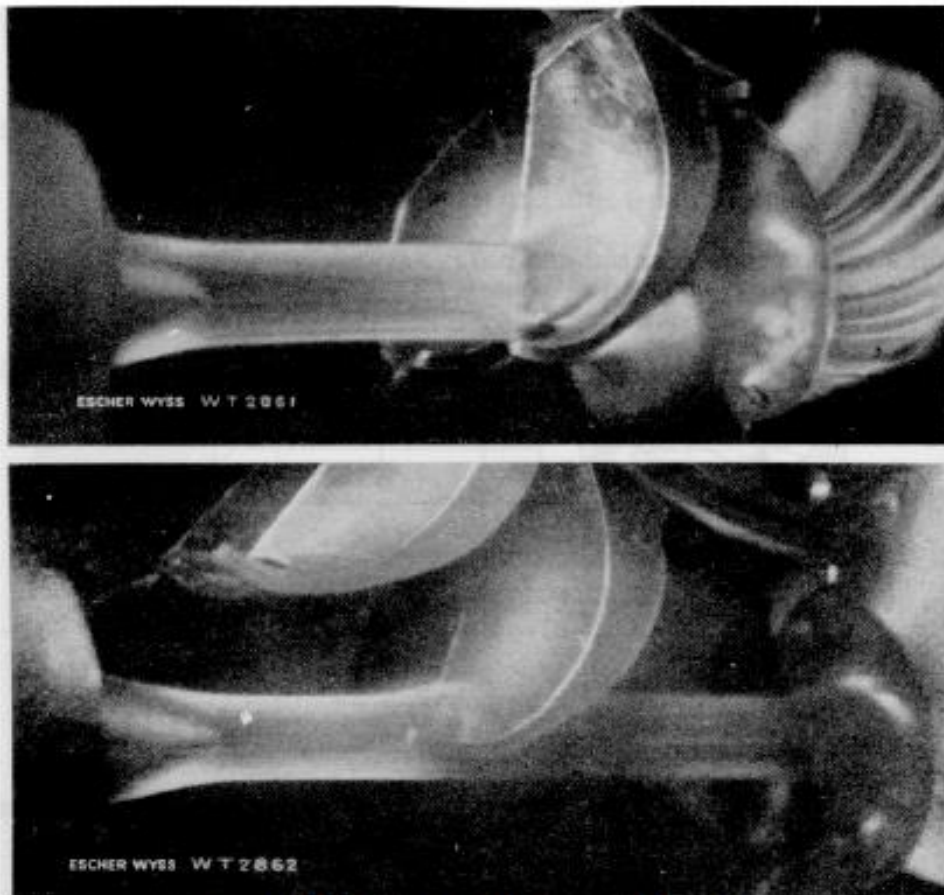


Figura 21 - Detalhe do jato intercetando as conchas

Ainda relativamente à turbina Pelton, é necessário referir que foram colocadas duas bandas de acrílico na parte interna da viseira da turbina para deixar o jato de água sem interferências até embater nas conchas, evitando assim o retorno da água em direção ao bocal do bico injetor depois de esta já ter embatido nas conchas. Essa montagem está evidenciada na **FIG.22**, onde as letras “B” e “C” correspondem aos pontos onde estão aplicadas internamente à viseira as duas bandas de acrílico.

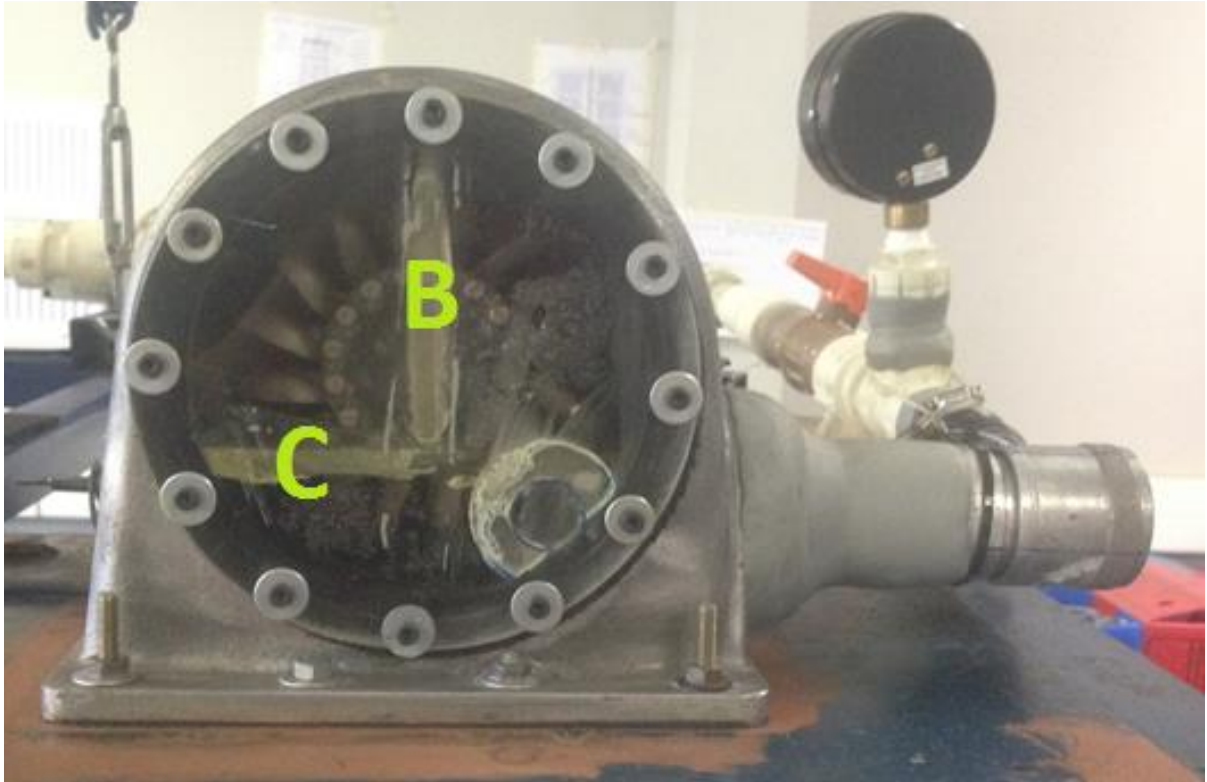


Figura 22 - Representação das bandas de acrílico colocadas no interior da viseira

Por fim, depois de passar a energia hidráulica às conchas, a água cai por ação da gravidade por uma calha que culmina no reservatório, tal como mostrado na **FIG.23**. Fica deste modo feita a volta por todos os equipamentos importantes por onde passa a água que movimentava a turbina.



Figura 23 - Calha por onde cai a água no final do circuito

3.3 Instrumentação

Neste capítulo serão apresentados os instrumentos de medição que possibilitam a análise do rendimento da turbina Pelton de escala reduzida presente no laboratório de Fluidos do Departamento de Engenharia Mecânica da UFMG.

A nível de medições das grandezas envolvidas necessárias à realização dos cálculos, a bancada possui:

- Um manómetro de Bourdon para medir a altura de queda disponível H_d ;
- Um tacómetro ótico para medir a velocidade de rotação n ;
- Um dinamómetro para medir a força aplicada no freio Prony F ;
- Um caudalímetro eletromagnético para medir o caudal Q ;
- Um paquímetro para medir o braço do freio Prony b ;

Manómetro de Bourdon

O manómetro de Bourdon é constituído por um tubo chato, curvo e selado numa extremidade, sendo que a outra extremidade está conectada ao sistema para medir a pressão. Uma vez pressurizado, a curvatura deste tubo altera-se, sendo esta deformação proporcional à pressão do sistema. Um ponteiro solidário ao tubo curvo apresenta no mostrador de vidro qual a pressão instantânea, tal como mostrado na **FIG.24**.

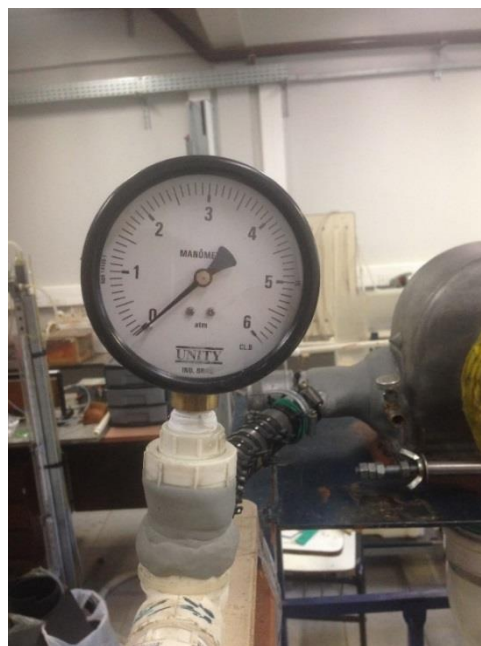


Figura 24 - Manómetro de Bourdon da entrada da turbina

Tacómetro

Na medição da velocidade de rotação do rotor foi utilizado um tacómetro ótico digital portátil modelo TD-812 da empresa INSTRUTHERM mostrado na **FIG.25**. Através da verificação do manual inerente a este medidor, foi possível construir a **TAB.2**.

Tabela 2 - Características do tacómetro

Característica	Valor	Unidades
Mostrador	5 dígitos	rpm
Faixa de indicação	2,5 a 99999	rpm
Resolução	1 (rpm > 1000)	rpm
Precisão	$\pm 0,05\% + 1$ Dígito	rpm

Fonte: Manual do instrumento

Fonte: Manual do instrumento



Figura 25 - Tacómetro utilizado

Dinamómetro

O mecanismo responsável por medir a força de travagem associada ao binário resistivo que atua no travão é um dinamómetro Crown AR da empresa Oswaldo Filizola Ltda apresentado na **FIG.26**, cujas características são apresentadas na **TAB.3**.

Tabela 3 - Características do dinamómetro utilizado

<i>Característica</i>	<i>Valor</i>	<i>Unidades</i>
Capacidade	1 a 2000	g_f
Tolerância	1 Div. F.E = 10	g_f
Temperatura de operação	0 a 50	$^{\circ}\text{C}$

Fonte: Manual do instrumento



Figura 26 - Dinamómetro utilizado

Caudalímetro eletromagnético

O caudal Q que movimenta a turbina Pelton é medido com o auxílio de um medidor de caudal eletromagnético PRO 1000 Conversor Digital da Incontrol. Através da análise dos documentos inerentes ao medidor, foi possível construir a **TAB.4**.

Tabela 4 - Características do medidor de caudal utilizado

Característica	Valor	Unidades
Faixa de medição	0,1 a 10	m/s
Diâmetro nominal	21,5 ±0,05	mm
Exatidão	0,3 a 10 m/s - 0,5 % de leitura + 0,25 % F.E.	-

Fonte: Manual do instrumento

Paquímetro

A medição da distância b que une o eixo do rotor à linha de aplicação da força F no dinamómetro será efetuada com recurso a um paquímetro com resolução $\pm 0,05$ mm. É preciso notar que em paquímetros calibrados a resolução e a exatidão apresentam o mesmo valor.

4 Métodos

4.1 Representação da bancada

Neste subcapítulo é apresentado um diagrama representativo da bancada didática em análise neste trabalho (**FIG.27**) para facilitar a compreensão do subcapítulo seguinte.

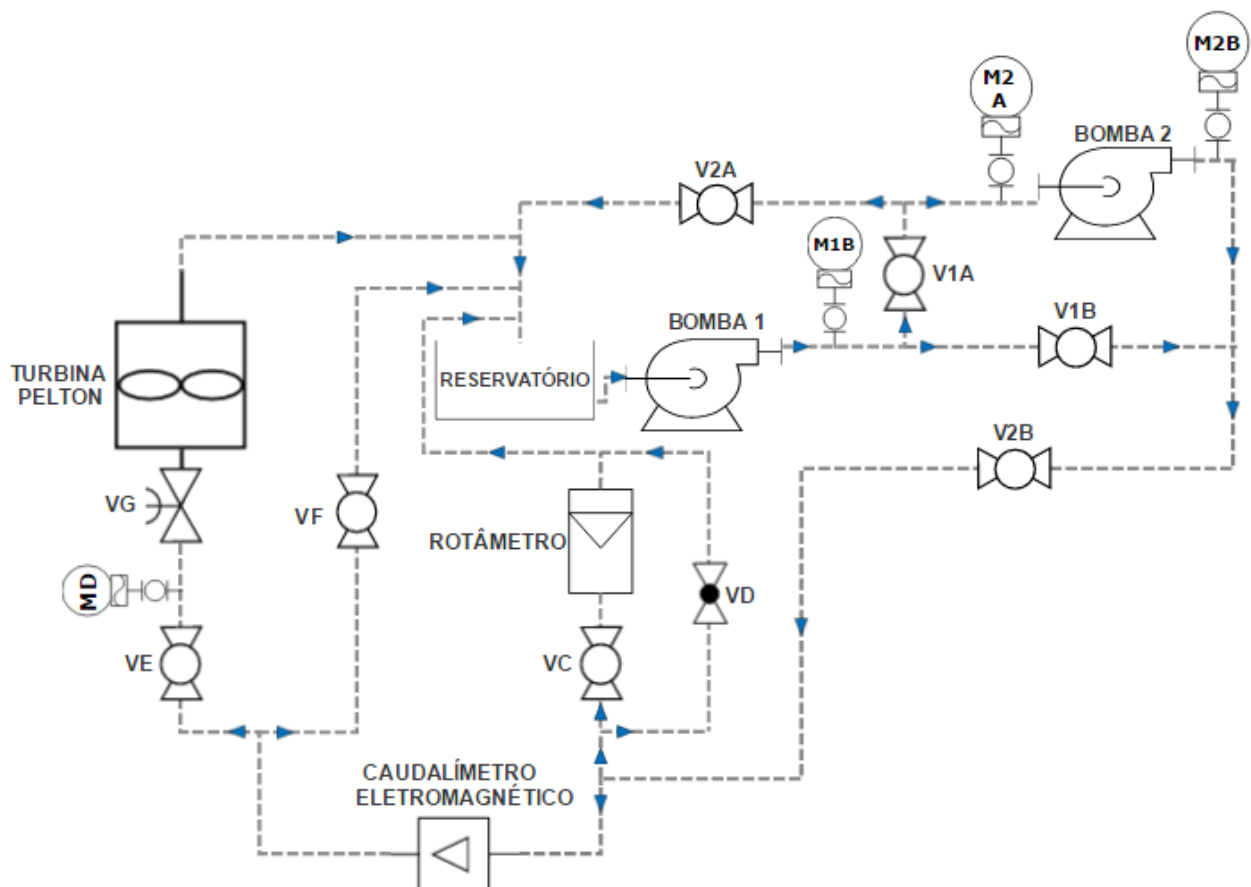


Figura 27 - Diagrama representativo da bancada didática

4.2 Procedimentos de operação

Curva $\eta_T = f(H_d)$ para Q constante;

Objetivo:

Identificar a altura de queda disponível H_d que otimiza o rendimento da turbina η_T , para posteriormente construir o diagrama topográfico da turbina para H_d ótima.

Metodologia:

O método a utilizar para a obtenção desta curva característica prevê que se aumente gradativamente os valores de queda disponível H_d e para cada H_d se aumente gradativamente os valores de velocidade de rotação. O caudal ensaiado será uma consequência do par grau de abertura do bico injetor GA e altura de queda disponível H_d . Para cada valor de queda disponível H_d existe um valor η_T . A metodologia a usar está representada na **FIG.28**.

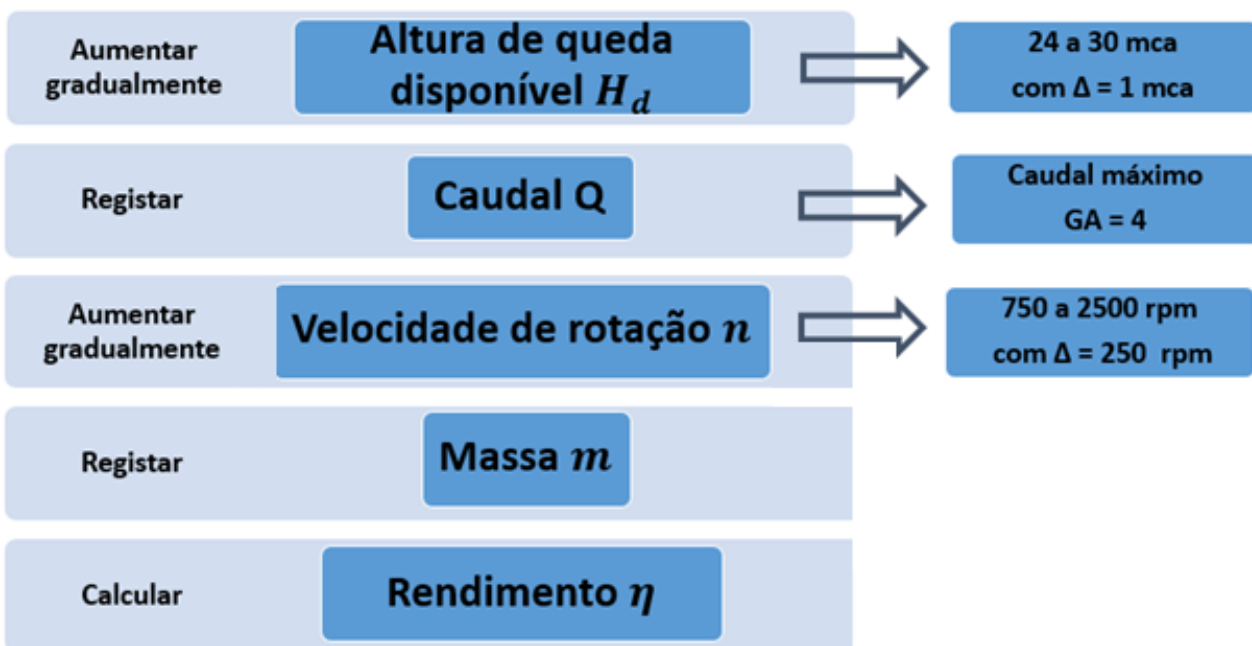


Figura 28 - Representação da metodologia a utilizar no ensaio

Procedimento de medição

1. Colocar as bombas B1 e B2 em série.

Válvula	Estado
V1A	Aberta
V1B	Fechada
V2A	Fechada
V2B	Aberta

Nota: as siglas correspondem a identificação de componentes da própria bancada representadas na **FIG.27**.

2. Colocar o resto das válvulas da instalação em “modo inicialização”.

Válvula	Estado
VC	Fechada
VD	Fechada
VE	Fechada
VF	Fechada
VG	Totalmente Aberta

Nota: as siglas correspondem a identificação de componentes da própria bancada representadas na **FIG.27**.

3. Verificar se o manómetro D se encontra zerado.
4. Verificar o alinhamento do tacómetro digital com o rotor, pressionando o botão TEST e verificar se o laser interceta a trajetória da fita refletiva.
5. Ligar o caudalímetro eletromagnético PRO1000.
6. Ligar a bomba 1.
7. Abrir devagar a válvula D para purgar o ar da tubulação.
8. Abrir a válvula C lentamente.
9. Abrir a válvula F lentamente.
10. Abrir a válvula E lentamente.

11. Verificar se está a chegar água à turbina.
12. Voltar a fechar a válvula E, permanecendo a válvula F aberta.
13. Ligar a bomba 2.
14. Simultaneamente, fechar lentamente a válvula F e abrir a válvula E.
15. Verificar se a válvula G está completamente aberta, com o auxílio do esquadro.

NOTA: Para este tipo de ensaio a válvula G permanecerá sempre completamente aberta.
(Controlo de Variáveis)

16. Ajustar a válvula C até se obter a pressão desejada no manómetro D, com os valores da **TAB.5.**

Tabela 5 - Valores de pressão de entrada a utilizar

P [mca]	24	25	26	27	28	29	30	31	32	33	34	35
P [atm]	2,31	2,41	2,51	2,60	2,70	2,80	2,89	2,99	3,08	3,18	3,28	3,37

17. Efetuar o ajuste fino com auxílio da válvula D.
18. Verificar a horizontalidade da barra que está acoplada quer ao freio Prony quer ao dinamómetro. Utilizar o tensionador de cabo para efetuar a correção.
19. Ajustar o zero do dinamómetro atuando no parafuso de ajuste da balança.
20. Efetuar a leitura do caudal no caudalímetro magnético PRO1000.
21. Ligar o ventilador para resfriar o volante da turbina e o freio Prony.
22. Aplicar o freio Prony através do giro da porca de ajuste de tensão e ler simultaneamente o valor instantâneo da velocidade de rotação no tacómetro digital, até obter as seguintes velocidades de rotação da **TAB.6**

Tabela 6 - Valores de velocidade de rotação a utilizar

n [rpm]	2500	2250	2000	1750	1500	1250	1000	750
----------------	------	------	------	------	------	------	------	-----

23. Para cada velocidade de rotação, verificar a horizontalidade da barra que está acoplada quer ao freio Prony quer ao dinamómetro. Utilizar o tensionador de cabo para efetuar a correção.
24. Efetuar a leitura da massa na balança.

25. Efetuar a leitura da velocidade de rotação apresentada no tacómetro digital.
26. Terminado o ensaio para uma pressão desejada, desligar o ventilador.
27. Abrir a válvula F lentamente.
28. Fechar a válvula E lentamente.
29. Com o volante da turbina parado, desapertar ligeiramente a porca borboleta do suporte de segurança do volante e colocar este em “modo arrefecimento”.
30. Colocar o freio Prony em “modo arrefecimento”.
31. Esperar 3 minutos.
32. Passados 3 minutos de arrefecimento do sistema, recolocar o freio Prony no volante da turbina.
33. Reposicionar o suporte de segurança do volante e apertar a sua porca borboleta fixadora.
34. Repetir os passos 16 a 33 até ensaiar todas as pressões desejadas.

Procedimento para desligar a instalação

1. Afrouxar a porca tensionadora do freio de Prony até o volante rodar sem ser travado.
2. Fechar a válvula E.
3. Abrir a válvula F.
4. Desligar a bomba 2.
5. Fechar a válvula C.
6. Fechar a válvula D.
7. Desligar a bomba 1.

Curva $\eta_T = f(\dot{W}_m)$ para as condições de máximo rendimento;

Objetivo:

Elaborar o gráfico $\eta_T = f(\dot{W}_m)$ para as condições ótimas de operação e comparar com o gráfico obtido por Brasil (2002) para uma turbina similar.

Metodologia:

Para obter esta curva característica basta analisar as curvas $\eta_T = f(Q)$ obtidas e escolher aquela onde a gama de valores de η_T é superior às restantes. Para a curva escolhida $\eta_T = f(Q)$, calculam-se os valores de \dot{W}_m através da base de dados gerada.

Curva $\eta_T = f(n)$ para H_d constante;

Objetivo:

Obter a curva de colina da turbina Pelton para altura de queda disponível H_d constante correspondente aquela que proporciona o maior rendimento η_T .

Metodologia:

O método a utilizar para a obtenção desta curva característica prevê que se mantenha fixo o valor de queda disponível H_d , sendo que para cada ensaio realizado é usado um valor de caudal Q constante. De seguida, é aplicado o freio Prony gradativamente e para cada valor de momento resistente T_{eixo} corresponderá um valor de velocidade de rotação n e consequentemente um valor η_T . A metodologia a usar está representada na **FIG.29**.

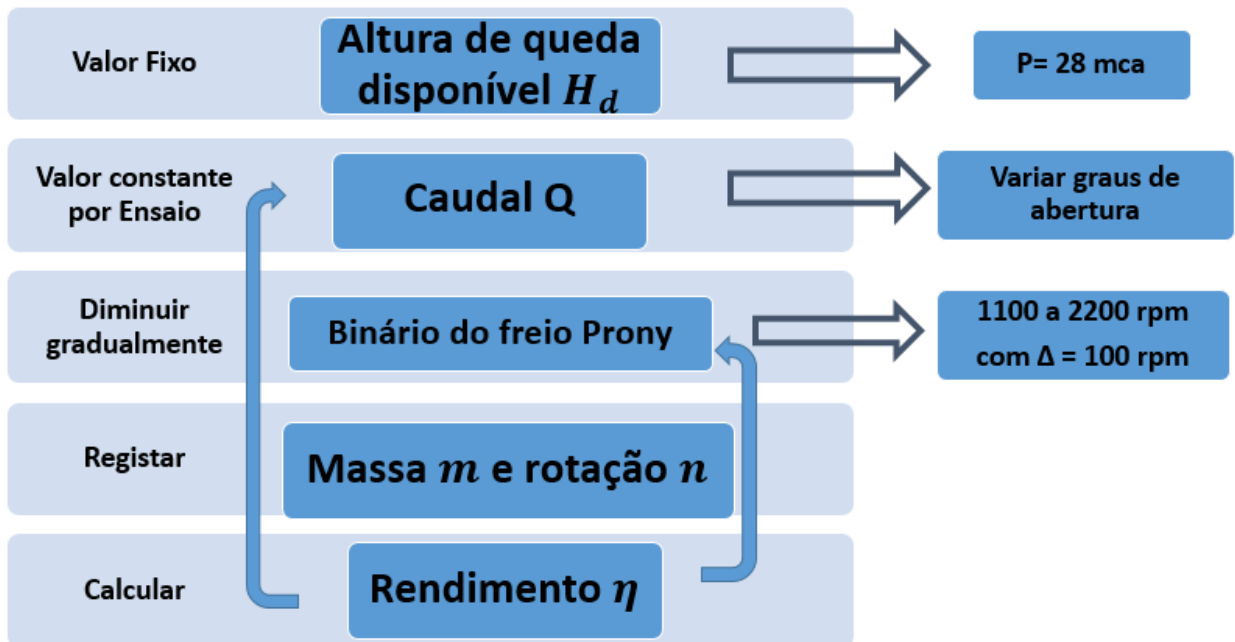


Figura 29 - Representação da metodologia a utilizar no ensaio

Procedimento de medição

1. Colocar as bombas B1 e B2 em série.

Válvula	Estado
V1A	Aberta
V1B	Fechada
V2A	Fechada
V2B	Aberta

Nota: as siglas correspondem a identificação de componentes da própria bancada representadas na FIG.27.

2. Colocar o resto das válvulas da instalação em “modo inicialização”.

Válvula	Estado
VC	Fechada
VD	Fechada
VE	Fechada
VF	Fechada
VG	Totalmente Aberta

Nota: as siglas correspondem a identificação de componentes da própria bancada representadas na **FIG.27**.

3. Afrouxar a porca tensionadora do freio Prony.
4. Verificar a horizontalidade da barra que está acoplada quer ao freio Prony quer ao dinamómetro. Utilizar o tensionador de cabo para efetuar a correção.
5. Ajustar o zero do dinamómetro atuando no parafuso de ajuste da balança. Verificar se o manómetro D se encontra zerado.
6. Verificar o alinhamento do tacómetro digital com o rotor, pressionando o botão TEST e verificar se o laser interceta a trajetória da fita refletiva.
7. Ligar o caudalímetro eletromagnético PRO1000.
8. Ligar a bomba 1.
9. Abrir devagar a válvula D para purgar o ar da tubulação.
10. Abrir a válvula C lentamente.
11. Abrir a válvula F lentamente.
12. Abrir a válvula E lentamente.
13. Verificar se está a chegar água à turbina.
14. Voltar a fechar a válvula E, permanecendo a válvula F aberta.
15. Ligar a bomba 2.
16. Simultaneamente, fechar lentamente a válvula F e abrir a válvula E.
17. Verificar se a válvula G está completamente aberta, com o auxílio do esquadro.
18. Fechar a válvula C até se obter a pressão ótima desejada no manómetro D.
19. Efetuar o ajuste fino com auxílio da válvula D.
20. Verificar a horizontalidade da barra que está acoplada quer ao freio Prony quer ao dinamómetro. Utilizar o tensionador de cabo para efetuar a correção.
21. Colocar as velocidades de rotação da **TAB.7** constantes, aplicando o freio Prony através do giro da porca de ajuste de tensão e lendo a velocidade de rotação instantânea com auxílio do tacómetro digital.

Tabela 7 - Valores de velocidade de rotação a utilizar no ensaio

n [rpm]	2200	2100	2000	1900	1800	1700	1600	1500	1400	1300	1200	1100
----------------	------	------	------	------	------	------	------	------	------	------	------	------

22. Quando a velocidade de rotação ficar constante num dos valores desejados, efetuar a leitura da massa na balança.
23. Efetuar a leitura do valor da velocidade de rotação apresentado no tacómetro digital.
24. Efetuar a leitura do caudal no caudalímetro magnético PRO1000.
25. Fechar a válvula G meia volta, com o auxílio do esquadro.
26. Repetir os passos 16 a 25 até o grau de abertura ser 1, inclusive.

Procedimento para desligar a instalação

1. Desligar a bomba 2.
2. Fechar a válvula C.
3. Fechar a válvula D.
4. Abrir a válvula G totalmente.
5. Fechar a válvula E.
6. Desligar a bomba 1.

Cálculo da velocidade específica n_s

1. Identificar nas curvas $\eta_T = f(n)$ qual o maior rendimento atingido;
2. Registrar o valor de Q e n nos quais ocorre esse rendimento ótimo;
3. Calcular

$$\dot{W}_m = \frac{\rho \times g \times H_d \times Q}{75} \times \eta_{m\acute{a}x} \quad (42)$$

4. Calcular

$$n_s = \frac{n \times \sqrt{\dot{W}_m}}{H_d^{5/4}} \quad (43)$$

4.3 Medição das grandezas primárias

Determinação da velocidade angular ω

A velocidade angular ω é dada por,

$$\omega = \frac{2 \times \pi \times n}{60} \quad (44)$$

sendo,

- ω , velocidade angular em [rad/s];
- n , velocidade de rotação do rotor [rpm];

Medição da velocidade de rotação n

Na medição da velocidade de rotação do rotor foi utilizado um tacómetro digital portátil modelo TD-812 da empresa INSTRUTHERM.

Procedimento de Medição

1. Aplicar um pedaço quadrado de 12 mm de lado de fita refletiva na superfície a ser medida;
2. Posicionar o tacómetro a 500 mm aproximadamente (recomendação do fabricante) e ortogonal à fita refletiva;
3. Pressionar o botão TESTE e direcionar o laser visível ao objeto em análise;
4. Acompanhar a evolução da variação da velocidade de rotação e quando estabilizada recolher esse valor.

Determinação de T_{Eixo}

O binário aplicado ao eixo da turbina será calculado com o auxílio de um dinamómetro colocado a uma distância b do eixo do rotor tal como evidenciado na **FIG.30**.

Assim, tem-se que o binário resistivo medido será dado por,

$$T_{Eixo} = m \times g \times b \quad (45)$$

sendo,

- T_{Eixo} , binário aplicado no rotor da turbina em [N.m];
- m , massa medida pela balança dinamométrica [kg];
- b , distância do braço [m];
- g , aceleração gravitacional [m/s²];

Medição da força $F = m \times g$

A medição da força provocada pelo binário do rotor foi efetuada com o auxílio de um dinamómetro Crown AR da empresa Oswaldo Filizola Ltda.

Procedimento de Medição

1. Colocar o aparelho suspenso;
2. Regular o zero do aparelho;
3. Ler a indicação de força (g_f);
4. Multiplicar por g ;
5. Dividir por 1000 para obter N;

Medição da distância b

Ao utilizar o paquímetro deve-se fazer primeiramente a leitura do valor onde está posicionado o zero do nónio na escala fixa. De seguida, deve-se observar qual o traço do nónio que coincide exatamente com um traço da escala fixa, sendo que esta segunda leitura fornecerá os décimos ou centésimos de milímetros de medida. A medida efetuada será comum a todos os ensaios realizados, sendo que será efetuada uma medição entre os pontos “A” e “B”, tal como mostra a **FIG.30**.

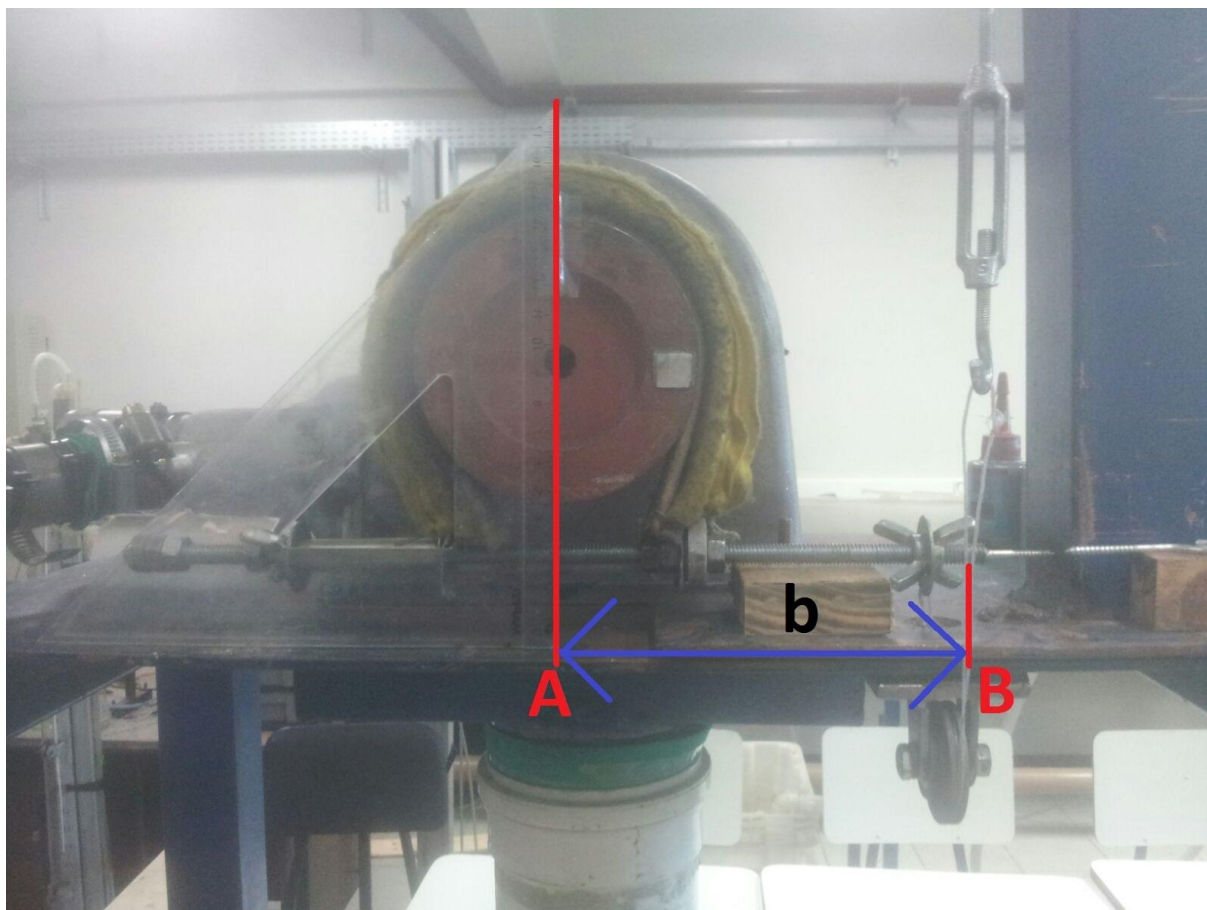


Figura 30 - Fotografia do modo como foi medida a distância b

Medição de caudal Q

O caudal foi medido com o auxílio de um caudalímetro magnético. O conduto do medidor eletromagnético de caudal VMS® PRO da Incontrol é fabricado em PVC. Com tecnologia SMT, traz incorporado no cabeçote um mostrador de cristal líquido para indicação do caudal instantâneo e 4 teclas de parametrização rápida e amigável.

Medição da pressão P à entrada da turbina

A pressão na entrada da turbina foi mensurada recorrendo a um manómetro de Bourdon analógico. Em todas as medidas com o manómetro deve-se ter o cuidado de manter o instrumento em posição perpendicular aos olhos para reduzir a incerteza da leitura ligada à paralaxe (deslocamento aparente devido ao ponto de observação).

4.4 Processo de redução dos dados experimentais

Tal como foi evidenciado no capítulo anterior inerente à formulação teórica, o rendimento de uma turbina hidráulica é dado por,

$$\eta_T = \frac{\dot{W}_m}{\dot{W}_d} \quad (46)$$

sendo,

$$\begin{cases} \dot{W}_m = \omega T_{Eixo} \\ \omega = \left(\frac{2 \times \pi \times n}{60} \right) \\ T_{Eixo} = F \times b \end{cases} \quad (47)$$

Por outro lado,

$$\dot{W}_d = \rho g H_d Q \quad (48)$$

onde se conclui ,

$$\eta_T = \frac{\left(\frac{2 \times \pi \times n}{60} \right) \times F \times b}{\rho g H_d Q} \quad (49)$$

Na medição de velocidade de rotação, o tacómetro digital indica o número de rotações por minuto (rpm) a que o volante gira, sendo a mesma unidade de medida requerida na **EQ.49**.

Para medir o binário resistente no dinamómetro, o valor indicado tem a unidade de massa-força (gf), sendo necessário converter para Newtons.

O paquímetro utilizado na medição da distância entre o eixo do volante e o eixo vertical onde é aplicada a força no dinamómetro apresenta os resultados em milímetros, sendo por isso necessário converter para metro.

O caudalímetro eletromagnético instantâneo apresenta os valores de caudal em metros cúbicos por hora (m^3/h), sendo imperativo converter para m^3/s .

O monitoramento da pressão à entrada da turbina é alcançada com recurso a um manómetro de Bourdon com a escala em atm, sendo forçoso converter para metros de coluna de água (mca).

Assim, para que o rendimento da turbina seja calculada corretamente em termos de unidades, a fórmula matemática utilizada neste projeto é dada por,

$$\eta_T[\%] = \frac{\frac{2\pi n[rpm]}{60} \times \left(\frac{m[g_f] \times g[m/s^2]}{1000}\right) \times \left(\frac{b[mm]}{1000}\right)}{\rho\left[\frac{kg}{m^3}\right] \times g[m/s^2] \times \left(\frac{P[atm] \times 101325}{\rho \times g}\right) \times \left(\frac{Q[m^3/h]}{3600}\right)} \times 100 \quad (50)$$

4.5 Análise de incertezas

Este capítulo tem como base de fundamento os diapositivos da disciplina Instrumentação para Medição lecionada pelas docentes Maria Teresa Restivo e Maria de Fátima Chousal, na FEUP, bem como Nascimento et al (2011).

A incerteza do resultado é composta por dois tipos de erros:

- Tipo A – aqueles que são determinados recorrendo à análise estatística de uma série de observações efetuadas;
- Tipo B – aqueles que são determinados através de dados medidos anteriormente, conhecimento geral do comportamento e propriedades de materiais ou instrumentos relevantes, especificações do fabricante, dados fornecidos em certificados de calibração ou outros e incertezas atribuídas a dados de referência obtidas da literatura.

Alguns exemplos de características que introduzem erros nas medições, bem como o modo de os calcular são apresentados na **TAB.8**.

Tabela 8 - Casos "exemplo" de incertezas de variáveis

<i>Característica</i>	<i>TIPO A</i>	<i>TIPO B</i>	<i>Distribuição</i>
Exatidão		$\frac{a}{\sqrt{6}}$	Triangular
Resolução		$\frac{a}{\sqrt{6}}$	Triangular

NOTA: Pode haver outros tipos de incertezas associadas não só aos instrumentos de medição mas também ao próprio processo de medição.

A incerteza padrão combinada de uma variável x pode ser dada por,

$$u(x)_c = \sqrt{[u(x)_{RES}]^2 + [u(x)_{EXAT}]^2} \quad (51)$$

sendo,

- $u(x)_c$, incerteza padrão combinada da variável x ;
- $u(x)_{RES}, u(x)_{EXAT}$, incertezas associadas à resolução e à exatidão, respetivamente;

Caso se trate de uma função $z = f(x, y)$, a incerteza padrão associada à função z é dada por,

$$u(z)_c = \sqrt{\left(\frac{\delta z}{\delta x}\right)^2 \times u(x)_c^2 + \left(\frac{\delta z}{\delta y}\right)^2 \times u(y)_c^2} \quad (52)$$

sendo,

- $u(z)_c$, incerteza padrão combinada da função z ;
- $\frac{\delta z}{\delta x}$, $\frac{\delta z}{\delta y}$, coeficientes absolutos de sensibilidade das variáveis x e y ,

respetivamente;

- $u(x)_c, u(y)_c$, incertezas padrão combinadas das variáveis x e y ,

respetivamente;

A incerteza expandida da função z é dada por,

$$u(z) = k_{95\%} \times u(z)_c \quad (53)$$

sendo,

- $k_{95\%}$, fator de abrangência para um nível de 95% em função do número de graus de liberdade;

Atenção

1. Durante as medições ou cálculos, é importante preservar o maior número de casas decimais;
2. Nos resultados finais, devem-se fazer os arredondamentos necessários de forma a apresentar valores e incertezas sempre com o mesmo número de casas decimais;
3. É aconselhável apresentar as incertezas com, no máximo, dois algarismos significativos.

A fórmula matemática utilizada na obtenção do rendimento da turbina Pelton à escala reduzida é dada por,

$$\eta_T = \frac{\omega T_{Eixo}}{\rho \times g \times H_d \times Q} \quad (54)$$

sendo,

$$\begin{cases} \omega = \left(\frac{2 \times \pi \times n}{60} \right) \\ T_{Eixo} = F \times b \\ \vec{F} = m \times \vec{g} \end{cases} \quad (55)$$

Logo, serão 5 incertezas associadas a variáveis que serão estimadas,

1. Velocidade de rotação n
2. Massa m
3. Braço b
4. Caudal Q
5. Pressão P

Para se obter os valores propagados nas subfunções,

6. Velocidade angular ω
7. Binário resistente T_{Eixo}
8. Altura de queda disponível H_d

Para obtenção do valor da incerteza na função rendimento da turbina,

9. Rendimento da turbina η_T

(assumindo que são desprezáveis as incertezas dos valores da aceleração da gravidade (da ordem dos 0,3%) e da massa específica da água (da ordem dos 0,04%).

Para o cálculo da propagação das incertezas foi escolhida uma distribuição triangular por ser considerada uma distribuição mais refinada do que a uniforme.

Seja o resultado experimental η_T uma função,

$$\eta_T = f(\omega, T_{Eixo}, Q, H_d) \quad (56)$$

sendo que ω , T_{Eixo} e H_d são subfunções já que dependem da medição de outras grandezas (n, m, b, P) para calcular os seus valores.

Assim,

$$\omega = f(n) \quad (57)$$

$$T_{Eixo} = f(m, b) \quad (58)$$

$$H_d = f(P) \quad (59)$$

Seja $u(\omega)_c$ a incerteza padrão combinada associada à subfunção ω ,

$$u(\omega)_c = \sqrt{\left(\frac{\delta\omega}{\delta n}\right)^2 \times u(n)_c^2} \quad (60)$$

sendo,

- $\frac{\delta\omega}{\delta n}$, coeficiente de sensibilidade da velocidade de rotação n ;
- $u(n)_c$, incerteza padrão combinada associada à variável rotação n ;

Seja $u(T_{Eixo})_c$ a incerteza padrão combinada associada à subfunção T_{Eixo} ,

$$u(T_{Eixo})_c = \sqrt{\left(\frac{\delta T_{Eixo}}{\delta m}\right)^2 \times u(m)_c^2 + \left(\frac{\delta T_{Eixo}}{\delta b}\right)^2 \times u(b)_c^2} \quad (61)$$

sendo,

- $\frac{\delta T_{Eixo}}{\delta b}$, $\frac{\delta T_{Eixo}}{\delta m}$, coeficientes absolutos de sensibilidade da distância b e da massa m , respetivamente;
- $u(b)_c$, $u(m)_c$, incertezas padrão combinadas associadas às variáveis distância b e massa m ;

Seja $u(H_d)_c$ a incerteza padrão combinada associada à subfunção H_d ,

$$u(H_d)_c = \sqrt{\left(\frac{\delta H_d}{\delta P}\right)^2 \times u(P)_c^2} \quad (62)$$

sendo,

- $\frac{\delta H_d}{\delta P}$, coeficiente de sensibilidade da pressão P ;
- $u(P)_c$, incerteza padrão combinada associada à variável pressão P ;

A variável Q só depende do valor da sua própria grandeza, o que faz com que esta variável não seja uma subfunção. Assim,

$$Q = f(Q) \quad (63)$$

Finalmente, sendo $u(\eta_T)_c$ a incerteza padrão combinada associada à função rendimento de turbina η_T ,

$$u(\eta_T)_c = \sqrt{\left(\frac{\delta \eta_T}{\delta \omega}\right)^2 \times u(\omega)_c^2 + \left(\frac{\delta \eta_T}{\delta T_{Eixo}}\right)^2 \times u(T_{Eixo})_c^2 + \left(\frac{\delta \eta_T}{\delta Q}\right)^2 \times u(Q)_c^2 + \left(\frac{\delta \eta_T}{\delta H_d}\right)^2 \times u(H_d)_c^2} \quad (64)$$

sendo,

- $u(\eta_T)_c$, incerteza padrão combinada do rendimento da turbina;
- $u(Q)_c, u(H_d)_c$ incertezas padrão combinadas associadas às variáveis Q e H_d ,

respetivamente;

- $\frac{\delta \eta_T}{\delta Q}, \frac{\delta \eta_T}{\delta H_d}$, coeficientes de sensibilidade das variáveis Q e H_d , respetivamente;

Não existe correlação entre as variáveis analisadas uma vez que os sistemas de medição utilizados são independentes.

Para calcular as derivadas parciais, foram utilizados os dados referentes ao ponto de máximo rendimento $\eta_T = 74\%$ testado, ou seja,

$$\begin{cases} n = 2000,0 \pm 2,9 \text{ rpm} \\ m = 570 \pm 8,7 \text{ g}_f \\ P = 2,70 \pm 5 \times 10^{-2} \text{ atm} \\ Q = 2,92 \pm 4 \times 10^{-2} \text{ m}^3/\text{h} \\ b = 138 \pm 8,2 \times 10^{-1} \text{ mm} \end{cases} \quad (65)$$

1. Incerteza na medição da velocidade de rotação n

Na medição da velocidade de rotação n do rotor foi utilizado um tacómetro digital portátil modelo TD-812 da empresa INSTRUTHERM. Através da verificação do manual inerente a este medidor, foi possível construir a **TAB.9**.

Tabela 9 - Incertezas associadas ao tacómetro digital

Característica	Valor	Unidades
Capacidade	2,5 a 99999	rpm
Resolução	0,1 (2,5 < rpm < 999) 1 (rpm > 1000)	rpm
Precisão	$\pm 0,05\% + 1$ Dígito	rpm

Nota: Nas medições de velocidade de rotação efetuadas com o tacómetro digital, foi mantida uma tolerância de 2 rpm, isto é,

$$n_{medido} = n_{desejado} \pm 2 \text{ [rpm]} \quad (66)$$

Durante os ensaios foram analisadas velocidades de rotação dentro do intervalo [1100,2200], sendo que a incerteza associada à resolução a ser considerada é de 1 rpm.

Seja $u(n)_c$ a incerteza padrão combinada associada à variável n tal que,

$$u(n)_c = \sqrt{[u(n)_R]^2 + [u(n)_P]^2 + [u(n)_T]^2} \quad (67)$$

A incerteza padrão inerente à resolução segue uma distribuição triangular dada por,

$$u(n)_R = \frac{a}{\sqrt{6}} = \frac{1}{\sqrt{6}} = 0,4082 \text{ [rpm]} \quad (68)$$

A incerteza padrão associada à precisão segue uma distribuição triangular dada pela expressão,

$$u(n)_P = \frac{a}{\sqrt{6}} = \frac{0,0005 \times 2000 + 1}{\sqrt{6}} = 0,8165 \text{ [rpm]} \quad (69)$$

A incerteza padrão inerente à tolerância segue uma distribuição triangular dada por,

$$u(n)_T = \frac{a}{\sqrt{6}} = \frac{2}{\sqrt{6}} = 0,8165 \text{ [rpm]} \quad (70)$$

Logo, a incerteza padrão combinada velocidade de rotação n será,

$$u(n)_c = \sqrt{(0,4082)^2 + (0,8165)^2 + (0,8165)^2} = 1,4719 \text{ [rpm]} \quad (71)$$

Para um nível de confiança de 95% e infinitos graus de liberdade, o coeficiente de t-Student $k_{95\%}$ é 2, sendo o valor da velocidade de rotação,

$$n = n_{medido} \pm k_{95\%} \times u(n)_c \quad (72)$$

substituindo pelos valores já obtidos,

$$n = n_{medido} \pm 2,9 \text{ [rpm]} \quad (73)$$

2. Incerteza na medição da massa m

A medição da força F provocada pelo binário resistivo do rotor foi efetuada com o auxílio de um dinamômetro Crown AR da empresa Oswaldo Filizola Ltda, cujas características são apresentadas na **TAB.10**.

Tabela 10 - Incertezas associadas ao dinamômetro

Característica	Valor	Unidades
Capacidade	1 a 2000	g_f
Resolução	1 Div. F.E. = 10	g_f

Seja $u(m)_c$ a incerteza padrão combinada associada à variável m tal que,

$$u(m)_c = \sqrt{[u(m)_T]^2 + [u(m)_R]^2} \quad (74)$$

A incerteza padrão inerente à resolução segue uma distribuição triangular dada por,

$$u(m)_R = \frac{a}{\sqrt{6}} = \frac{10/2}{\sqrt{6}} = 2,0412 [g_f] \quad (75)$$

Devido a possíveis erros mínimos cometidos por paralaxe na medição da massa, vai ser adicionada uma incerteza de 1% na medição efetuada. Assim, a incerteza padrão associada segue uma distribuição triangular dada pela expressão,

$$u(m)_T = \frac{a}{\sqrt{6}} = \frac{0,01 \times 570}{\sqrt{6}} = 2,3270 [g_f] \quad (76)$$

Logo, a incerteza padrão combinada da massa m será,

$$u(m)_c = \sqrt{(2,0412)^2 + (2,3270)^2} = 4,3683 [g_f] \quad (77)$$

Para um nível de confiança de 95% e infinitos graus de liberdade, o coeficiente de t-Student $k_{95\%}$ é 2, sendo o valor da massa,

$$m = m_{medido} \pm k_{95\%} \times u(m)_c \quad (78)$$

substituindo pelos valores já obtidos,

$$m = m_{medido} \pm 8,7 [g_f] \quad (79)$$

3. Incerteza na medição do braço b

A medição da distância b que une o eixo do rotor à linha de aplicação da força F no dinamómetro foi efetuada com recurso a um paquímetro e esquadro (ver **IL.28**). A medida efetuada é comum a todos os ensaios realizados e tem o valor de 138 mm.

Então, a variável b será afetada da incerteza da resolução $u(b)_R$ e de uma incerteza $u(b)_{FR}$ adotada pelo autor de 1 mm devido à dificuldade de estabelecimento de referências na medição desta variável (ver **IL.28**). A única característica do paquímetro disponibilizada pelo fabricante é mostrada na **TAB.11**.

Tabela 11 - Incertezas para a variável b

Característica	Valor	Unidades
Resolução	0,05	mm

Seja $u(b)_c$ a incerteza padrão combinada associada à variável b ,

$$u(b)_c = \sqrt{[u(b)_R]^2 + [u(b)_{FR}]^2} \quad (80)$$

A incerteza padrão inerente à resolução segue uma distribuição triangular dada por,

$$u(b)_R = \frac{a}{\sqrt{6}} = \frac{0,05}{\sqrt{6}} = 0,02041 [mm] \quad (81)$$

A incerteza padrão inerente à incerteza adotada pelo autor devida à falta de referência na medição do braço b segue uma distribuição triangular dada por,

$$u(b)_{FR} = \frac{a}{\sqrt{6}} = \frac{1}{\sqrt{6}} = 0,4082 [mm] \quad (82)$$

Logo, a incerteza padrão combinada da distância b será,

$$u(b)_c = \sqrt{(0,02041)^2 + (0,4082)^2} = 0,4088 [mm] \quad (83)$$

Para um nível de confiança de 95% e infinitos graus de liberdade, o coeficiente de t-Student $k_{95\%}$ é 2, sendo o valor da distância b ,

$$b = \bar{b} \pm k_{95\%} \times u(b)_c \quad (84)$$

substituindo pelos valores já obtidos,

$$b = \bar{b} \pm 0,82 [mm] \quad (85)$$

4. Incerteza na medição do caudal Q

O caudal Q foi medido com o auxílio de um caudalímetro eletromagnético PRO 1000 Conversor Digital da Incontrol. Através da análise dos documentos inerentes ao medidor, foi possível mensurar as seguintes propriedades, mostradas na **TAB.12**.

O diâmetro nominal da tubulação que abrange o caudalímetro mede $21,50 \pm 0,05$ mm (medida efetuada pelo autor).

Tabela 12 - Incertezas associadas à variável caudal

Característica	Valor	Unidades
Faixa de medição	0,1 a 10	m/s
Exatidão	0,1 a 0,3 m/s – 2 % de leitura 0,3 a 10 m/s - 0,5 % de leitura + 0,25 % F.E.	m ³ /h

Os valores máximos e mínimos de caudal que foram ensaiados estão apresentados na **TAB.13**, juntamente com os valores correspondentes em velocidade. (sabendo que o diâmetro interno do indicador de caudal eletromagnético, medido pelo autor, apresentou o valor de 21,5 ± 0,05 mm)

Tabela 13 - Limites de operacionalidade em termos de caudal

Característica	Valor
Caudal máximo [m³/h]	4,53
Caudal mínimo [m³/h]	1,69
Velocidade máxima [m/s]	3,466
Velocidade mínima [m/s]	1,293
Fundo de escala [m³/h]	13,07

Pode-se concluir então que os valores de caudal ensaiados terão uma incerteza associada à exatidão de valor 0,5% da leitura, mais 0,25% do valor de fundo de escala. Neste caso vai ser usado o valor de caudal para as condições de rendimento ótimo.

Seja $u(Q)_c$ a incerteza padrão combinada associada à variável Q ,

$$u(Q)_c = \sqrt{[u(Q)_E]^2} \quad (86)$$

A incerteza padrão associada à exatidão segue uma distribuição triangular dada por,

$$u(Q)_E = \frac{a}{\sqrt{6}} = \frac{0,005 \times 2,92 + 0,25 \times 13,07}{\sqrt{6}} = 0,01929 \text{ [m}^3\text{/h]} \quad (87)$$

Logo, a incerteza padrão combinada do caudal Q será,

$$u(Q)_c = u(Q)_E \quad (88)$$

Para um nível de confiança de 95% e infinitos graus de liberdade, o coeficiente de t-Student $k_{95\%}$ é 2, sendo o valor do caudal,

$$Q = Q_{medido} \pm k_{95\%} \times u(Q)_c \quad (89)$$

substituindo pelos valores já obtidos,

$$Q = Q_{medido} \pm 0,04 \text{ [m}^3\text{/h]} \quad (90)$$

5. Incerteza na medição da pressão P

A pressão P na entrada da turbina foi mensurada recorrendo a um manómetro de Bourdon analógico não calibrado e sem glicerina (usada para amortecimento de vibrações do processo de bombeamento, mas que não ocorreram). Da análise do manual do manómetro da empresa Unity foi possível obter as seguintes características mostradas na **TAB.14**.

Tabela 14 - Incertezas associadas à variável P

Característica	Valor	Unidades
Faixa de indicação	1 a 6	atm
Resolução	0,1	atm

Seja $u(P)_c$ a incerteza padrão combinada associada à variável P ,

$$u(P)_c = \sqrt{(u(P)_R)^2 + (u(P)_P)^2} \quad (91)$$

Devido ao possível erro cometido por paralaxe na medição da pressão, vai ser adicionada uma incerteza de 1% na medição efetuada. Assim, a incerteza padrão associada segue uma distribuição triangular dada pela expressão,

$$u(P)_P = \frac{0,01 \times 2,70}{\sqrt{6}} = 0,011 \text{ [atm]} \quad (92)$$

A incerteza padrão inerente à resolução segue uma distribuição triangular dada por,

$$u(P)_R = \frac{a}{\sqrt{6}} = \frac{0,1/2}{\sqrt{6}} = 0,02041 \text{ [atm]} \quad (93)$$

Logo, a incerteza padrão combinada da variável P será,

$$u(P)_c = \sqrt{(0,011)^2 + (0,02041)^2} = 0,02319 \text{ [atm]} \quad (94)$$

Para um nível de confiança de 95% e infinitos graus de liberdade, o coeficiente de t-Student $k_{95\%}$ é 2, sendo o valor da pressão,

$$P = P \pm k_{95\%} \times u(P)_c \quad (95)$$

substituindo pelos valores já obtidos,

$$P = P_{medido} \pm 0,05 \text{ [atm]} \quad (96)$$

6. Incerteza na medição da velocidade angular ω

A incerteza padrão combinada associada à subfunção ω é dada por,

$$u(\omega)_c = \sqrt{\left(\frac{\delta\omega}{\delta n}\right)^2 \times u(n)_c^2} = \sqrt{(0,1047)^2 \times (1,4719)^2} = 0,1541 \left[\frac{rad}{s}\right] \quad (97)$$

7. Incerteza na medição do binário resistente T_{Eixo}

A incerteza padrão combinada associada à subfunção T_{Eixo} é dada por,

$$u(T_{Eixo})_c = \sqrt{\left(\frac{\delta T_{Eixo}}{\delta m}\right)^2 \times u(m)_c^2 + \left(\frac{\delta T_{Eixo}}{\delta b}\right)^2 \times u(b)_c^2} \quad (98)$$

substituindo pelos valores já conhecidos,

$$\begin{aligned} u(T_{Eixo})_c &= \sqrt{(0,001353)^2 \times (4,3683)^2 + (0,00559)^2 \times (0,4088)^2} \\ &= 0,0063367 [N.m] \end{aligned} \quad (99)$$

8. Incerteza na medição da queda disponível H_d

A incerteza padrão combinada associada à subfunção H_d é dada por,

$$u(H_d)_c = \sqrt{\left(\frac{\delta H_d}{\delta P}\right)^2 \times u(P)_c^2} \quad (100)$$

substituindo pelos valores já conhecidos,

$$u(H_d)_c = \sqrt{(10,3765)^2 \times (0,02319)^2} = 0,24063 [m] \quad (101)$$

9. Incerteza na medição do rendimento da turbina η_T

Finalmente, a incerteza padrão combinada associada à função η_T é dada por,

$$u(\eta_T)_c = \sqrt{\left(\frac{\delta\eta_T}{\delta\omega}\right)^2 \times u(\omega)_c^2 + \left(\frac{\delta\eta_T}{\delta T_{Eixo}}\right)^2 \times u(T_{Eixo})_c^2 + \left(\frac{\delta\eta_T}{\delta Q}\right)^2 \times u(Q)_c^2 + \left(\frac{\delta\eta_T}{\delta H_d}\right)^2 \times u(H_d)_c^2} \quad (102)$$

substituindo pelos valores já obtidos para cada uma das frações presentes na **EQ.102**,

$$u(\eta_T)_c = \sqrt{(0,3478 \times 0,1541)^2 + (94,44 \times 0,006336)^2 + (-24,95 \times 0,01929)^2 + (-2,602 \times 0,2406)^2} = 0,9923 \quad (103)$$

onde se conclui que,

$$u(\eta_T)_c \cong 1,0 [\%] \quad (104)$$

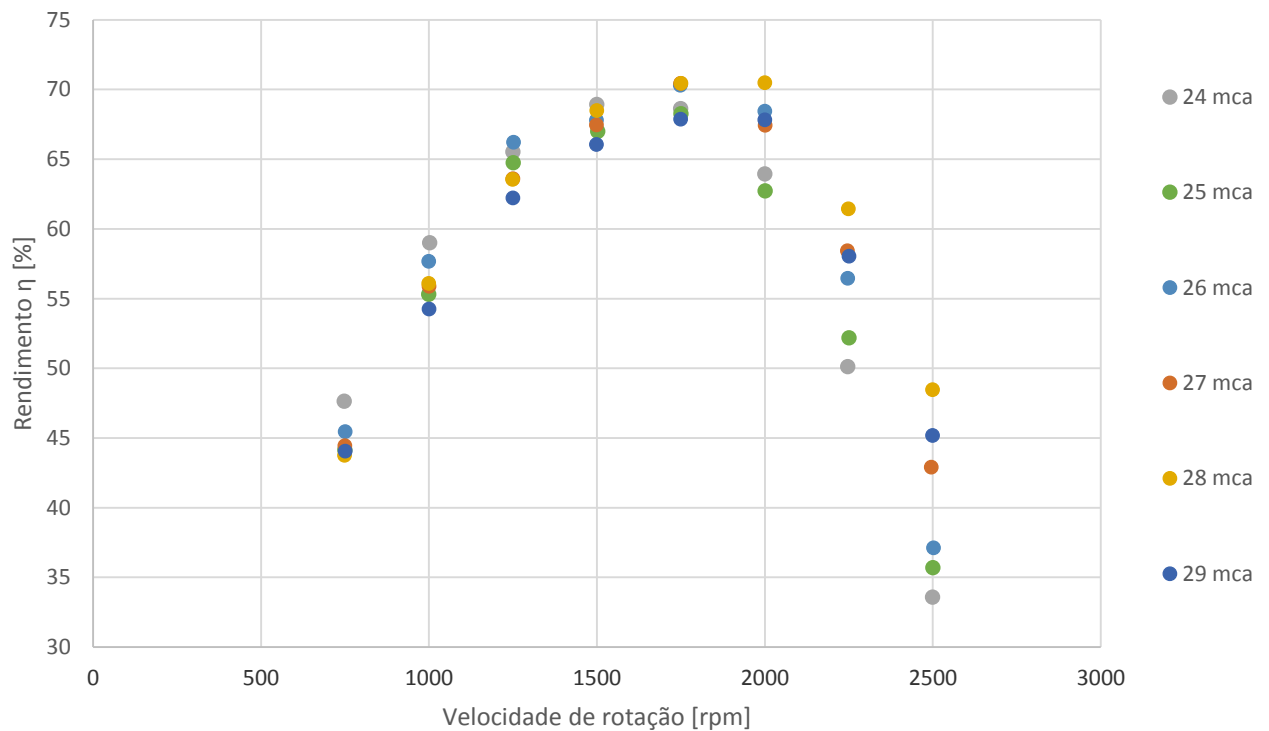
Para um nível de confiança de 95% e infinitos graus de liberdade, o coeficiente de t-Student $k_{95\%}$ é 2, sendo o valor do rendimento da turbina,

$$\eta_T = \eta_{T_{medido}} \pm 2 [\%] \quad (105)$$

5 Resultados e discussão

Tal como já foi explicado em capítulos anteriores, o primeiro objetivo dos ensaios efetuados com a turbina Pelton à escala reduzida foi determinar a altura de queda disponível (pressão de entrada) que otimiza o rendimento da turbina. Para tal, foram efetuados ensaios desde 24 mca de pressão à entrada da turbina até 29 mca, sendo que as velocidades de rotação ensaiadas foram 750, 1000, 1250, 1500, 1750, 2000, 2250 e 2500 rpm. De salientar que o caudal deste primeiro ensaio foi constante e igual ao máximo, isto é, grau de abertura do bico injetor igual a 4. Os resultados obtidos estão mostrados no **GRAF.2**.

Gráfico 2 - Rendimento Versus Velocidade de rotação



Pela análise do gráfico obtido pode concluir-se que o rendimento máximo ocorre entre 1750 e 2000 rpm.

De seguida foram efetuados vários ensaios onde a velocidade de rotação estava fixa e tinha o valor de 1750 rpm. As curvas idealmente são paralelas de acordo com a pressão utilizada, o que faz com que mesmo que a velocidade de rotação que otimiza o rendimento não seja 1750 rpm, a pressão que vai ter maior rendimento neste ponto das abcissas do gráfico anterior será também aquela que terá maior rendimento no ponto de abcissa de 2000 rpm.

Testou-se desde 25 mca até 35 mca com intervalos de 1 mca sendo que o caudal ensaiado foi o máximo, isto é, o grau de abertura foi sempre igual a 4 para todos os ensaios. Testaram-se 3 tipos de materiais para o freio Prony até se encontrar o material ideal para efetuar todos os ensaios, inclusive os resultados obtidos anteriormente. Os resultados obtidos para os 3 tipos de material são mostrados na **TAB.15**.

Tabela 15 - Rendimento [%] em função da pressão de entrada e material de freio

P[mca]	1º FELTRO INDUSTRIAL	2º FELTRO INDUSTRIAL	3º FELTRO INDUSTRIAL	1º PANO SPONTEX	2º PANO SPONTEX	1º FELTRO NORMAL	2º FELTRO NORMAL	3º FELTRO NORMAL	Verificação	MÉDIA	DESVIO PADRÃO
25			67,62	64,65			65,09	65,22		66	1,341
26			67,82	64,87	62,52	66,27	64,60	65,40	64,87	65	1,623
27	65,10		68,99	65,10	62,65	67,77	63,43	65,10	64,86	65	2,086
28	65,85	68,68	69,42	65,51	63,28	68,37	66,33	65,82	65,37	67	1,946
29	65,82	67,25	67,80	64,61	62,14	67,99	65,17	65,38	65,17	66	1,823
30	65,67	65,83	66,21	64,73	61,37	67,93	63,92	65,64	65,06	65	1,796
31	65,60	66,57	66,57	64,44	61,57	67,92	63,44	65,48	64,26	65	1,905
32	65,22	66,13	65,69	64,11	60,11	67,60	63,64	65,36		65	2,224
33	65,67	66,83	66,26	64,49	59,86	65,38	64,23	65,51		65	2,159
34	65,18	66,70	66,43	63,92	59,49	65,86		65,60		65	2,487
35	65,72	66,39	65,87	63,87	59,63					64	2,775

Pela análise da tabela é possível verificar que em todos os ensaios realizados o rendimento máximo ocorreu sempre para 28 mca de pressão de entrada da turbina, sendo então essa a pressão ótima utilizada nos demais testes.

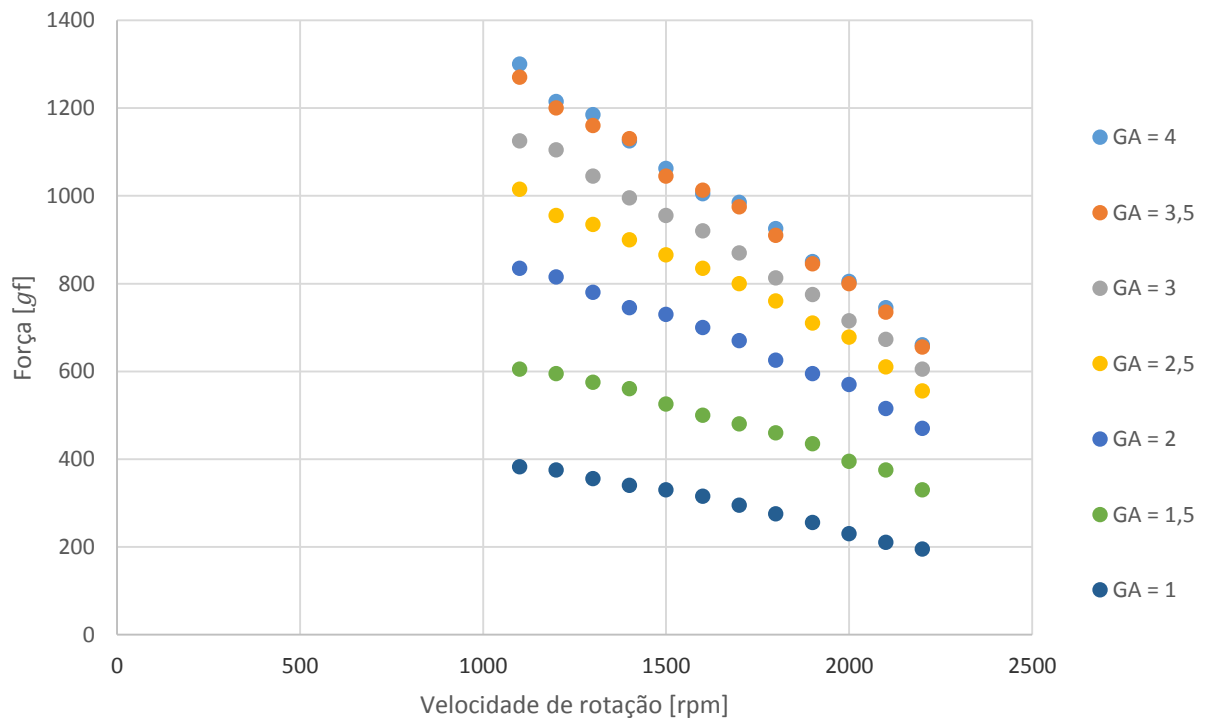
Depois de conhecida a pressão ótima, para cada grau de abertura do bico injetor foram testados os valores de velocidade de rotação de 1100 a 2200 rpm, com intervalo de 100 rpm. Os resultados obtidos estão mostrados na **TAB.16**.

Tabela 16 - Valores de rendimento obtidos para $P=28$ mca

		Velocidade de rotação [rpm]											
η [%]		1100	1200	1300	1400	1500	1600	1700	1800	1900	2000	2100	2200
Caudal [m ³ /h]	4,53	59,74	60,91	64,36	65,80	66,58	67,18	69,96	69,56	67,47	67,26	65,36	60,66
	4,38	60,36	62,22	65,16	68,36	67,73	70,00	71,62	70,78	69,37	69,13	66,69	62,26
	3,99	58,70	62,90	64,44	66,07	67,95	69,82	70,15	69,37	69,84	67,83	66,99	63,13
	3,52	60,03	61,62	65,35	67,74	69,76	71,83	73,12	73,55	72,53	72,85	68,87	65,65
	2,92	59,53	63,39	65,72	67,60	70,97	72,59	73,82	72,92	73,27	73,89	70,10	67,02
	2,2	57,25	61,42	64,30	67,44	67,74	68,82	70,20	71,23	71,10	67,96	67,74	62,45
	1,69	47,12	50,39	51,68	53,31	55,43	56,44	56,16	55,43	54,26	51,51	49,39	48,04

Um dos gráficos que se obteve a partir dos dados obtidos foi o de força em função da velocidade de rotação, para diversos graus de abertura do bico injetor, tal como mostrado no **GRAF.3**. Desejava-se avaliar o comportamento da variável primária de medição m . A escala do eixo y é linearmente proporcional ao binário.

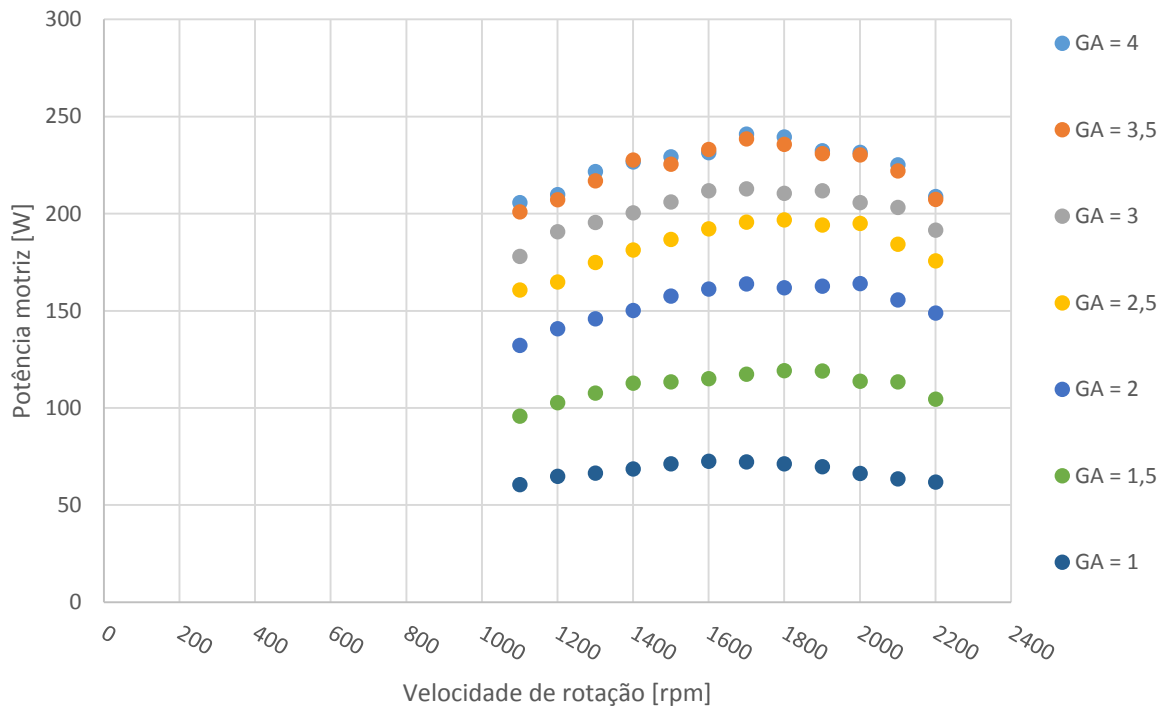
Gráfico 3 – Força Versus Velocidade de rotação



Pela análise do **GRAF.3** constata-se que existe uma tendência decrescente do valor da força à medida que a velocidade de rotação aumenta. Além disso, atendendo ao paralelismo entre o conjunto de pontos de cada grau de abertura do bico injetor, é possível concluir que o processo minucioso de nivelamento da barra através do parafuso “referência” homogeneizou os dados obtidos pela leitura do valor da força no dinamómetro.

Foi também elaborado o gráfico que relaciona a potência produzida com a velocidade de rotação, para diversos graus de abertura do bico injetor, tal como mostrado no **GRAF.4**.

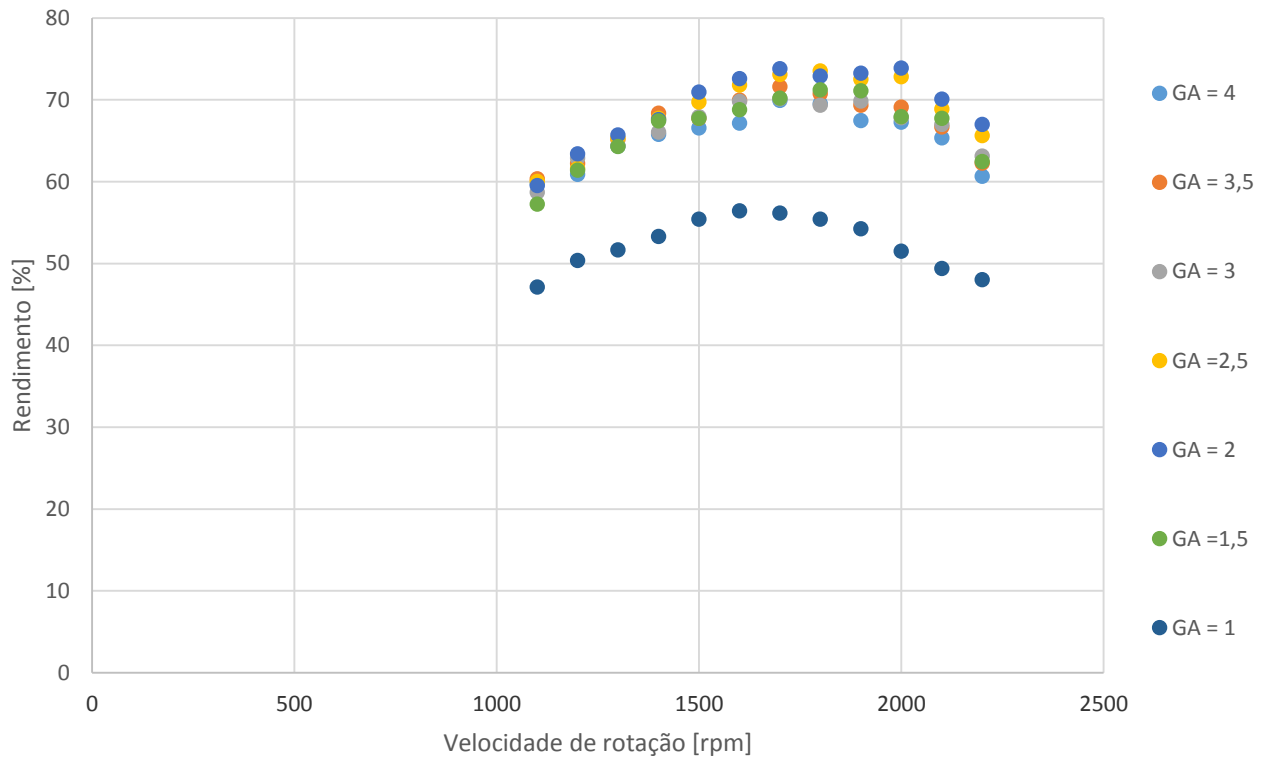
Gráfico 4 - Potência motriz Versus Velocidade de rotação



Pela análise do **GRAF.4** é possível concluir que a potência motriz produzida é tanto maior quanto maior for o caudal de admissão da turbina, isto é, quanto menor for o grau de abertura do bico injetor. Além disso, também é possível verificar que a máxima produção de potência motriz ocorre para valores de velocidade de rotação compreendidos entre 1500 e 2000 rpm.

Foi também construído o gráfico que relaciona o rendimento com a velocidade de rotação, para vários graus de abertura, tal como mostrado no **GRAF.5**.

Gráfico 5 - Rendimento Versus Velocidade de rotação

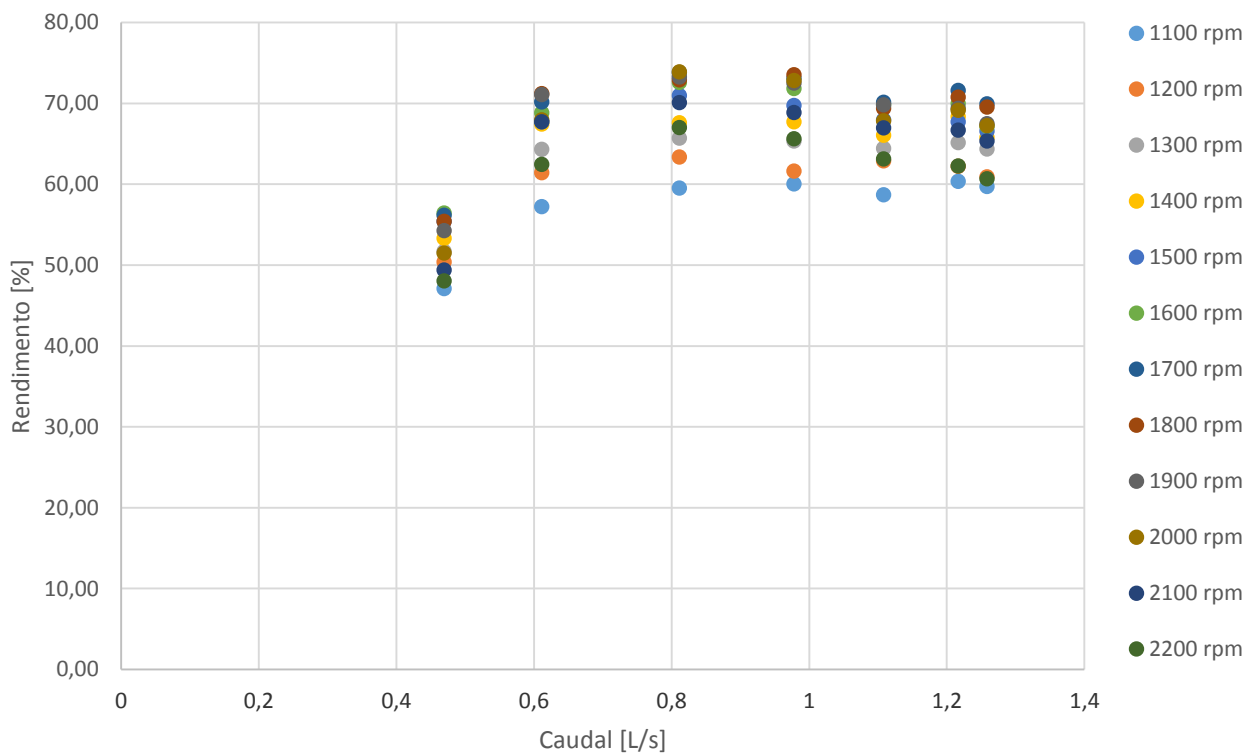


Pela análise do **GRAF.5** constata-se que o rendimento apresenta os seus valores máximos para valores de rotação de 1750 a 2000 rpm. Além disso, é possível concluir que o rendimento máximo é conseguido quando o grau de abertura do bico injetor é 2 e a velocidade de rotação é 2000 rpm.

É também possível verificar que para o grau de abertura igual a 3 o rendimento cai muito relativamente aos outros graus de abertura, o que pode ser explicado pela pouca transferência de taxa de quantidade de movimento.

De seguida foi construído o gráfico que relaciona o rendimento com o caudal, para diversos valores de caudal (graus de abertura) do bico injetor, tal como mostrado no **GRAF.6**.

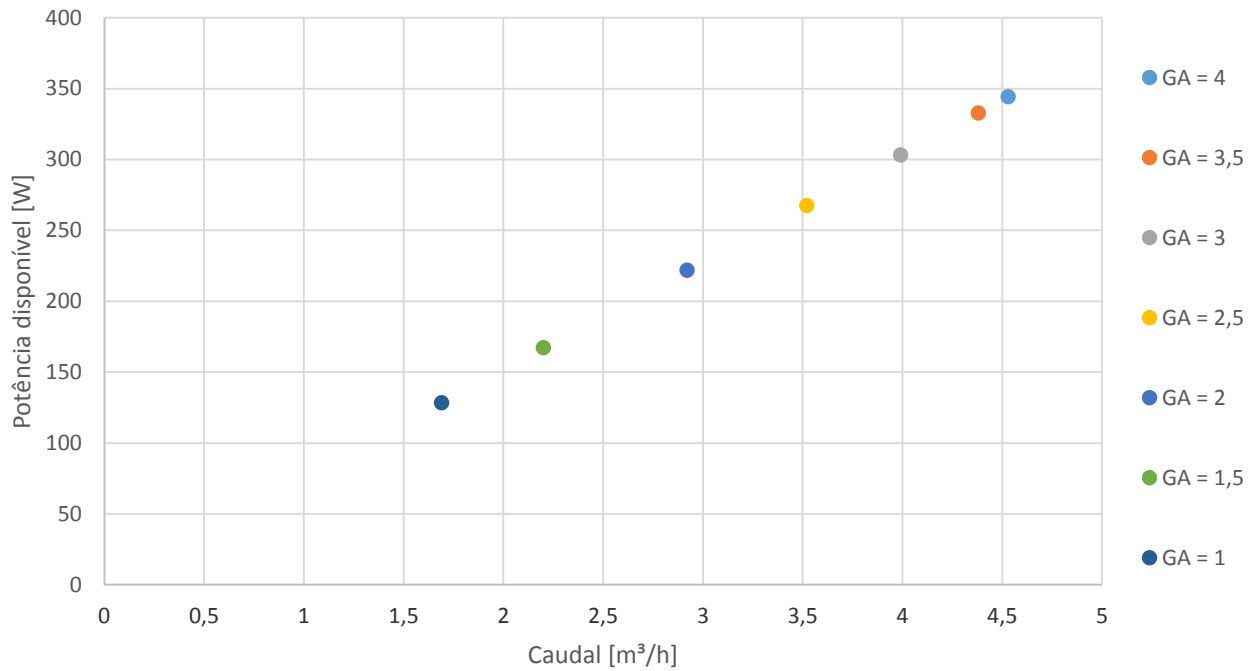
Gráfico 6 - Rendimento Versus Caudal



Pela observação do **GRAF.6** é possível concluir que o rendimento máximo ocorre para valores de caudal compreendidos entre 0,8 e 1 L/s. Além disso, constata-se que para os valores de caudal compreendidos entre 1 e 1,2 L/s ocorre um mínimo local da ordem dos 4% no rendimento.

Outro gráfico elaborado foi o de potência disponível em função do caudal, tal como evidenciado no **GRAF.7**.

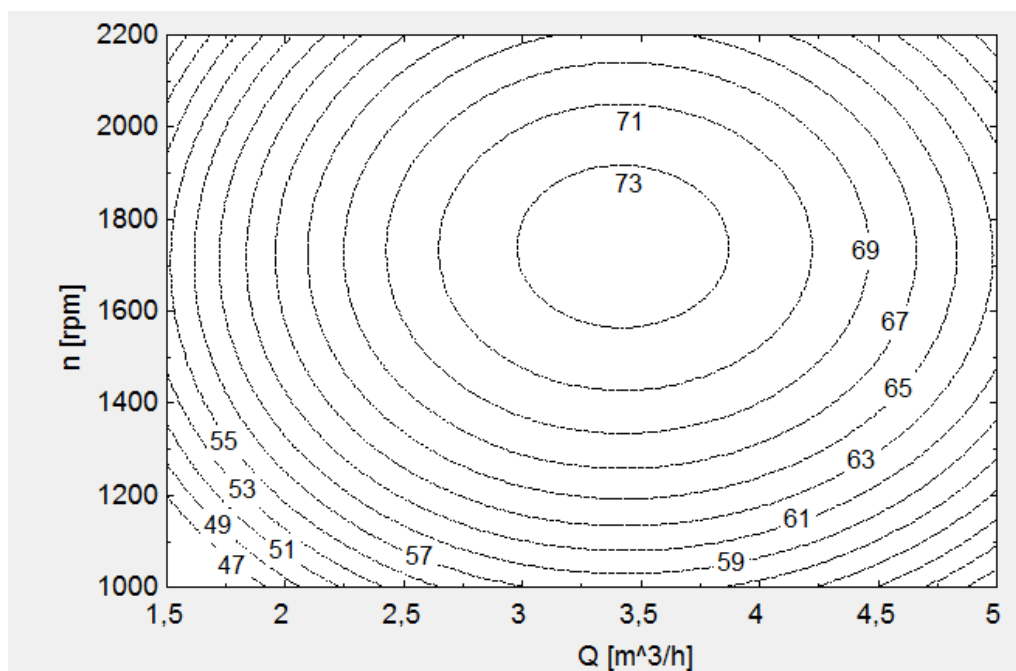
Gráfico 7 - Potência disponível Versus Caudal



Pela apreciação do **GRAF.7** constata-se que a potência máxima disponibilizada à turbina tem um valor de aproximadamente 350 W e a potência mínima concedida à mesma tem o valor aproximado de 130 W.

Com o auxílio do software de fluidos EES® foram também elaborados diagramas de colina. O gráfico obtido com aproximação polinomial é mostrado no **GRAF.8**.

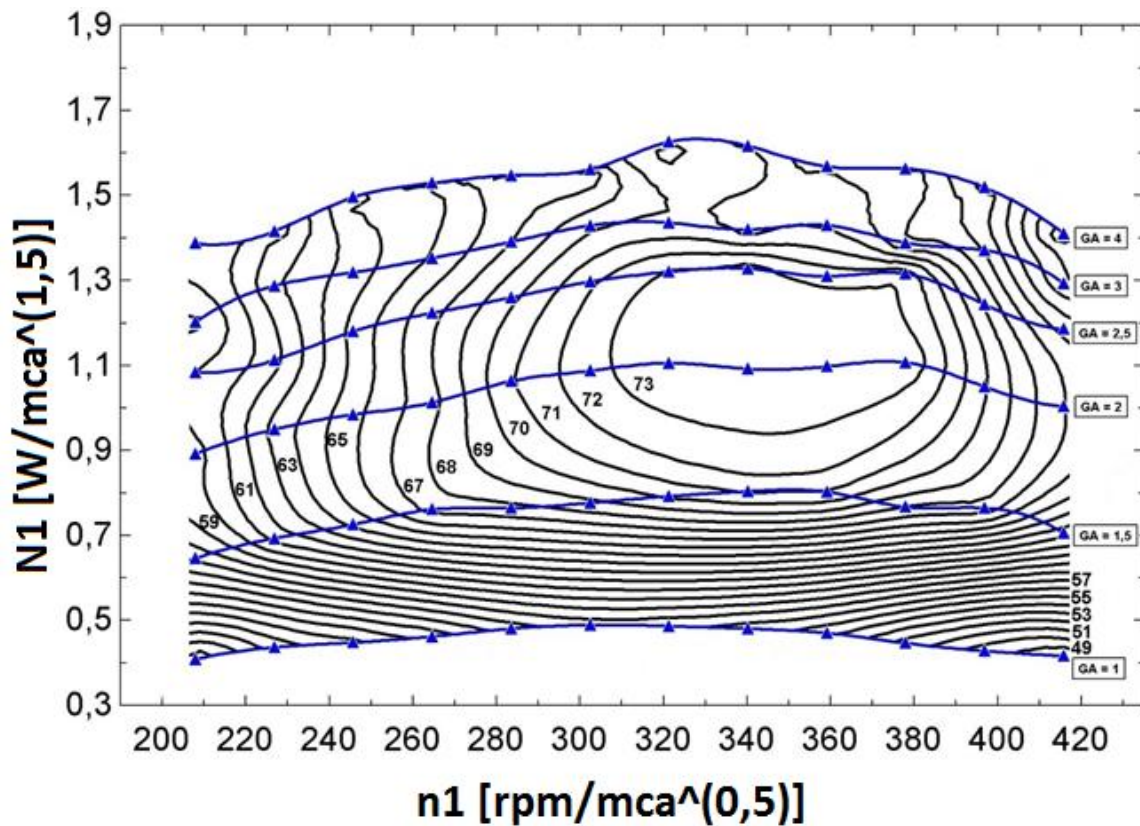
Gráfico 8 - Curva em colina da Turbina Pelton à escala reduzida



Pela análise do **GRAF.8** verifica-se que os valores de rendimento abrangidos no estudo da turbina Pelton à escala reduzida variam de 47% a 73%. Contudo, como a aproximação do software de simulação é binomial é preciso ter espírito crítico e saber que as linhas paralelas e equidistantes não correspondem totalmente à realidade.

Para se obter um diagrama de colina mais fiel ao efetivo desempenho da turbina, optou-se por realizar uma aproximação de função de base radial dos 84 pontos obtidos experimentalmente. De seguida é mostrada a curva de colina unitária da turbina Pelton ensaiada **GRAF.9** que relaciona a velocidade de rotação unitária e a potência motriz unitária.

Gráfico 9 - Curva de colina $N1 = f(n1)$ unitária de iso-rendimento



Foi executado o **GRAF.9** com base unitária uma vez que apresenta mais informação do que o gráfico homólogo para as condições reais. Isso se deve ao fato de este gráfico permitir interpolar as condições da turbina para qualquer altura de queda disponível e potência motriz. A curva com grau de abertura de 3,5 voltas é praticamente coincidente com a de grau de abertura de 4 voltas, sendo que se optou por mostrar apenas aquela de maior caudal admitido na turbina.

Tendo como base de informação Carvalho (1982), o **GRAF.9** tem uma forma plateau achatado que revela o bom funcionamento da turbina em queda e carga variável. Esta conclusão foi conseguida tendo como base de informação **GRAF.10**, onde o parâmetro α representa o grau de abertura do bocal do bico injetor da turbina Pelton.

Fonte: Carvalho (1982)

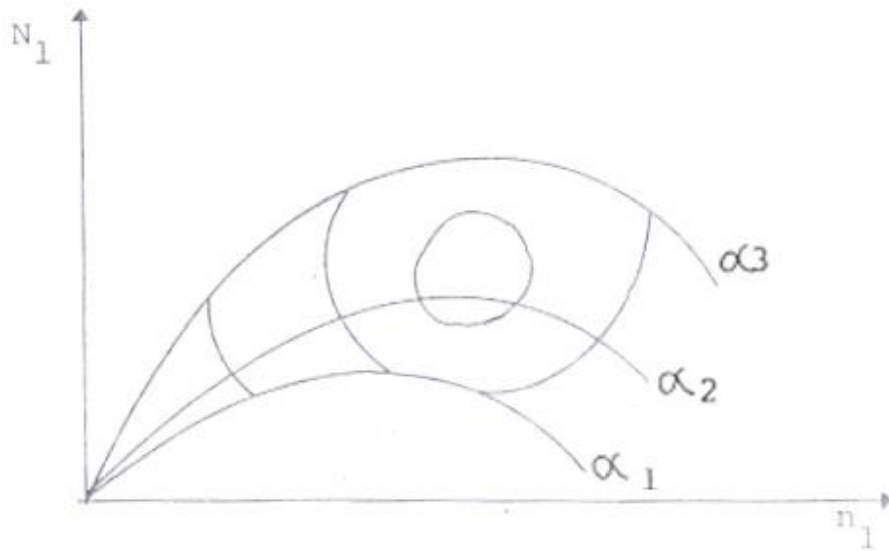
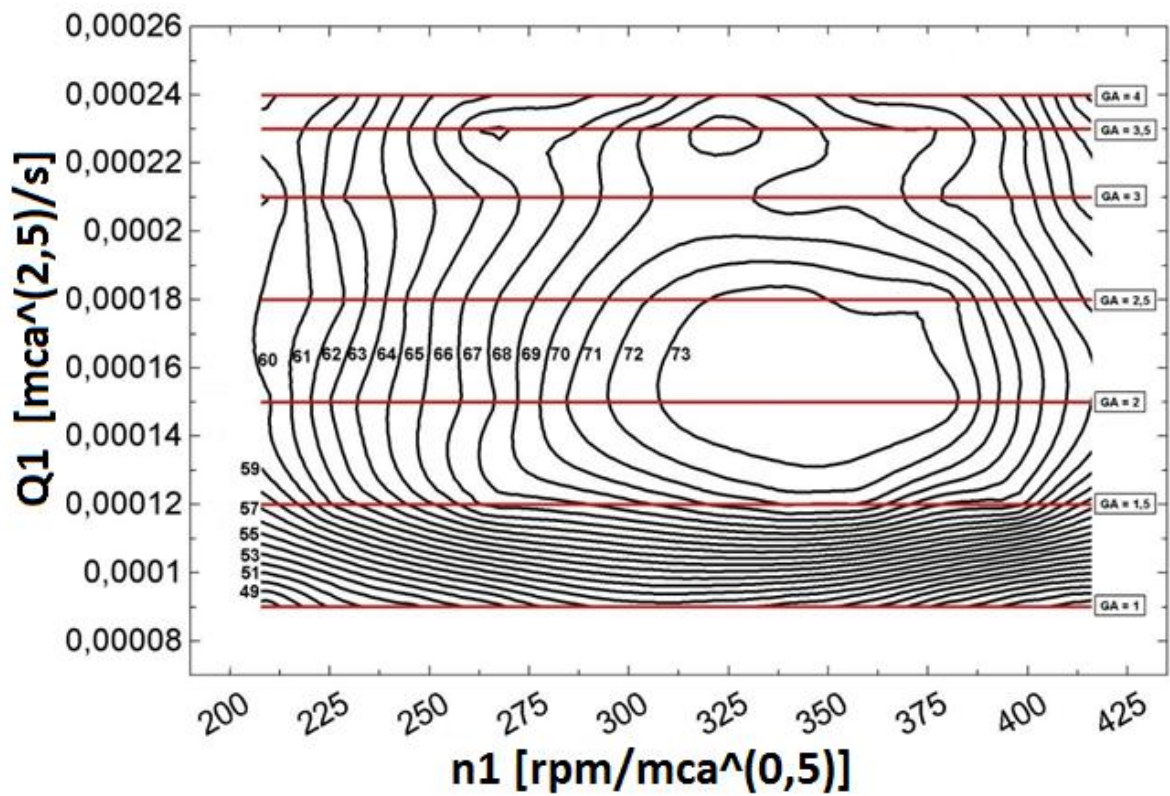


Gráfico 10 - Curva de colina $Q_1 = f(n_1)$ unitária de iso-rendimento

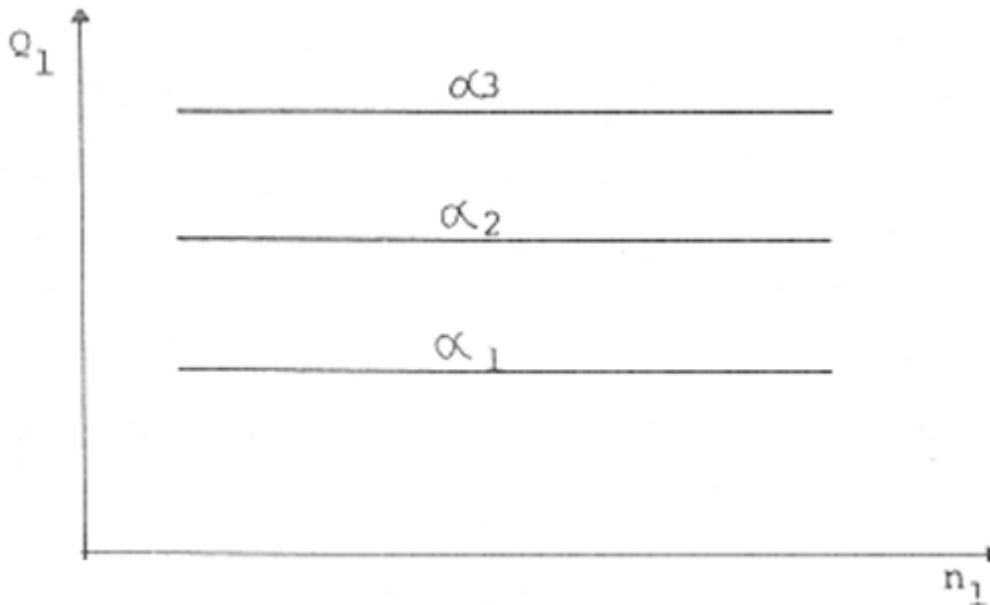
Outro gráfico obtido foi o diagrama de colina unitário que relaciona velocidade de rotação unitária e o caudal também unitário, tendo o rendimento como parâmetro, apresentado no **GRAF.11**.

Gráfico 11 - Curva de colina $Q_1 = f(n_1)$ unitária de iso-rendimento



Tendo como base de informação Carvalho (1982), o **GRAF.11** apresentado mostra uma forma característica das turbinas Pelton: o caudal é rigorosamente independente da rotação, o que não ocorre com turbinas Francis ou Kaplan, por exemplo. O gráfico que permitiu esta conclusão é apresentado no **GRAF.12**, onde mais uma vez o parâmetro α representa o grau de abertura do bocal do bico injetor da turbina Pelton.

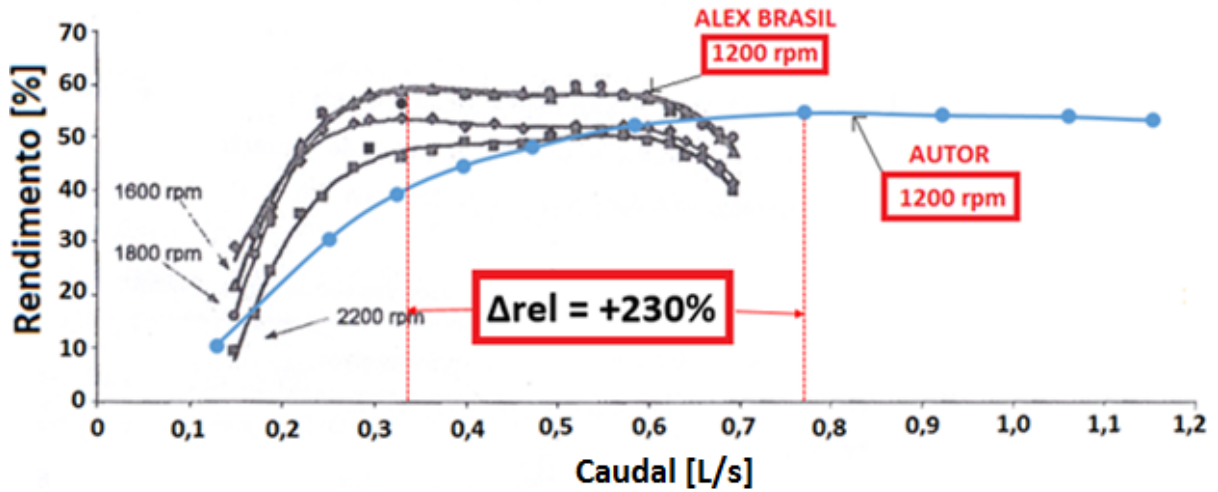
Gráfico 12 - Curva $Q_1 = f(n_1)$ unitária para turbina Pelton



Fonte: Carvalho (1982)

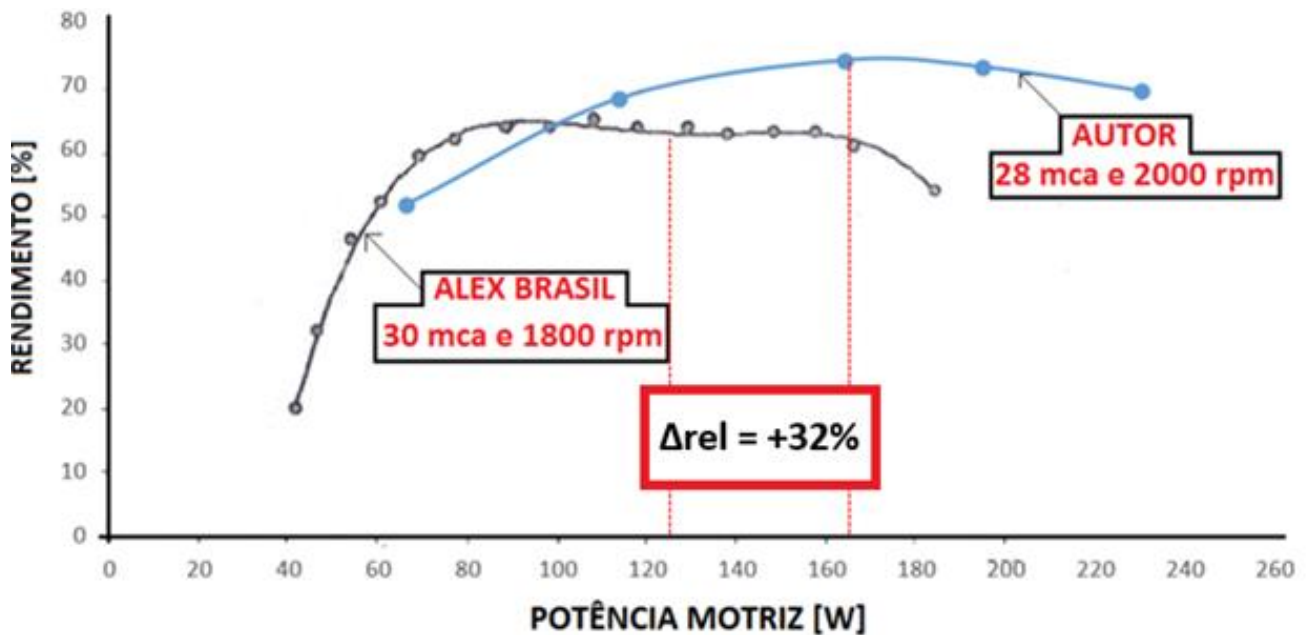
Relativamente à comparação dos resultados com aqueles encontrados por Brasil (2002), foi possível verificar que para a mesma queda disponível de 25 mca e rotação de 1200 rpm o rendimento máximo obtido difere aproximadamente 5%. Contudo, os pontos de máximo rendimento no que respeita ao caudal estão defasados de aproximadamente 230%. Isto se deve ao fato de as 3 bombas de $\frac{1}{2}$ CV usadas por Brasil (2002) não conseguirem fornecer um caudal maior à turbina, tal como evidenciado no **GRAF.13**. No caso do autor, as duas bombas em série de 1 CV cada fornecem caudal suficiente.

Gráfico 13 - Comparação com Brasil (2002), curva $\eta_T = f(Q)$ para $H_d = 25\text{ mca}$



Além desta comparação com Brasil (2002) foi também possível verificar que para as condições de máximo rendimento de ambas as turbinas o rendimento no caso do Brasil (2002) é inferior em 10%, tal como mostrado no **GRAF.14**.

Gráfico 14 - Comparação com Brasil (2002), curva $\eta_T = f(\dot{W}_m)$ no rendimento máximo



Esta diferença pode ser explicada pela existência de um alternador no sistema analisado por Brasil (2002), o que acrescenta inércia ao rotor e conseqüentemente diminui o binário e rotação aplicado pelo jato no rotor. Além disso, o modelo de turbina de Brasil (2002) operou com 1 e 2 bicos e tipicamente a curva de rendimento cai com a utilização de cada bico adicional. Logo, a potência motriz medida será menor para a mesma condição de altura de queda disponível e grau de abertura, o que implica valores de rendimento menores aos obtidos neste

trabalho. A potência motriz gerada pela turbina por Brasil (2002) é 32% inferior à alcançada neste projeto. Para comprovar esta hipótese deve ser feito o ensaio sem o alternador.

Calculando agora o valor da velocidade específica para o ponto de máximo rendimento,

$$n_s = \frac{2000 \times \sqrt{163,9572073 \times 0,00135962}}{284^{\frac{5}{4}}} = 14,66 \quad (106)$$

Com o valor de velocidade de rotação calculado e com o auxílio da **TAB.17** conclui-se que a tabela ensaiada é ideal para trabalhar com alturas de queda de água compreendidas entre 550 e 1300 metros.

Tabela 17 - Variação do valor de velocidade de rotação específica com o tipo de turbina

TIPO DA TURBINA	VELOCIDADE ESPECÍFICA	QUEDA RECOMENDÁVEL
PELTON – 1 jato	3 – 13	1800 a 1300 metros
	12 – 20	1300 a 550 metros
	20 – 30	550 a 300 metros
PELTON – 2 jatos	30 – 60	300 a 200 metros
FRANCIS LENTA	50 – 120	350 a 150 metros
FRANCIS NORMAL	120 – 220	150 a 80 metros
FRANCIS RÁPIDA	220 – 350	80 a 35 metros
FRANCIS EXTRA-RÁPIDA	350 – 450	35 a 20 metros
KAPLAN E HÉLICE	350 – 600	45 a 18 metros
	600 – 800	18 a 12 metros
	800 – 1200	12 a 3 metros

Fonte: Carvalho (1982)

Comparando agora o valor da velocidade de rotação específica obtido com o da turbina modelo de Brasil (2002) e da turbina industrial da Usina Hidroelétrica de Ervália (UHE):

$$\left\{ \begin{array}{l} n_s^{Ervália} = 17 \\ n_s^{Brasil (2002)} = 11 \\ n_s^{obtido} = 15 \end{array} \right. \quad (107)$$

Pode concluir-se que o valor de velocidade específica de rotação obtido é 13% menor do que o da UHE. e 36% maior do que o da turbina ensaiada por Brasil (2002). A diferença para o valor da UHE. é explicada pela falta de semelhança geométrica total existente entre as duas turbinas, já que devido às dificuldades construtivas e escala reduzida do modelo é sempre difícil conseguir semelhança geométrica. A diferença para o valor calculado por Brasil (2002) deve-se ao fato de as bombas de $\frac{1}{2}$ CV serem insuficientes para chegar a um ponto ótimo superior ao calculado por este. De salientar que a velocidade de rotação específica é calculado com base no ponto de rendimento máximo da turbina, sendo que para as duas turbinas modelo as condições ótimas de operação estão mostradas na **TAB.18**.

Tabela 18 - Comparação dos valores nominais com turbina da mesma escala

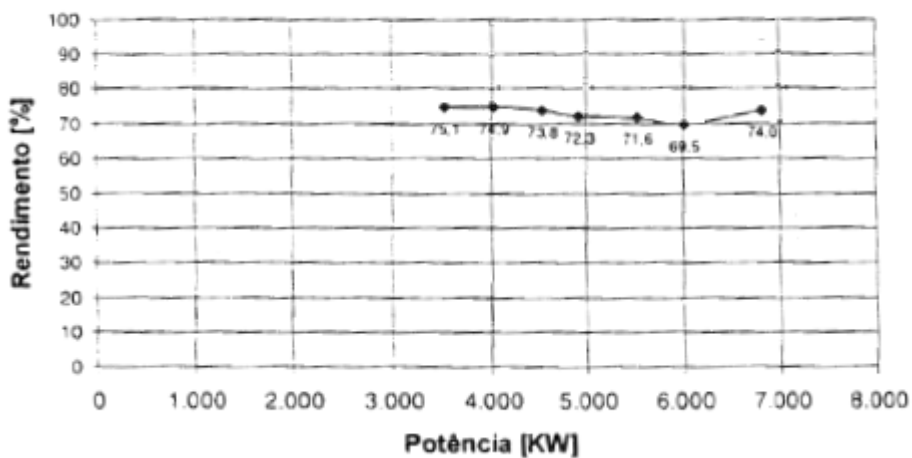
Parâmetros da turbina modelo ensaiada	Valor	Unidades
Caudal	0,81	L/s
Queda disponível	28	m
Velocidade de rotação	2000	rpm
Potência motriz	164	W
Rendimento	74	%

Parâmetros da turbina Brasil (2002)	Valor	Unidades
Caudal	0,37	L/s
Queda disponível	30	m
Velocidade de rotação	1800	rpm
Potência motriz	124	W
Rendimento	65	%

Para comparar os resultados obtidos com a Usina Hidroelétrica de Ervália existe um gráfico disponibilizado por Andrade (2002) que relaciona a potência motriz e o rendimento para a turbina industrial, tal como mostrado no **GRAF.15**.

Gráfico 15 - Rendimento Versus Potência UHE

Curvas de Rendimento do Grupo Gerador da UHE Ervália



Fonte: Andrade (2002)

Como se pode ver no **GRAF.15**, a faixa de rendimentos no ponto de operação da turbina Pelton pertencente ao grupo gerador da UHE vai de 70 a 75 %. Atendendo ao rendimento máximo da turbina encontrado neste trabalho (74 ± 2 %) e o encontrado no **GRAF.15** (75 %), verifica-se a semelhança mecânica existente entre a turbina industrial e a modelo.

6 Conclusão

Os principais objetivos desta dissertação consistiram em caracterizar metrologicamente um modelo de turbina Pelton do laboratório de fluidos do Departamento de Engenharia Mecânica da Universidade Federal de Minas Gerais e comparar o seu desempenho quer com um modelo equivalente da mesma escala quer com uma turbina industrial mecanicamente semelhante.

Devido ao estado deteriorado da bancada didática foi necessário fazer uma reestruturação e renovação da mesma, o que exigiu o conhecimento de vários processos de maquinagem que vão desde o oxi-corte até à soldadura por pontos, passando pelo torneamento e furação, entre outros. Esta etapa do projeto exigiu cerca de 2 meses até se chegar a uma solução que satisfizesse as exigências dos ensaios.

Ultrapassada a dificuldade na reformulação da bancada, os ensaios permitiram concluir que a altura de queda H_d que otimiza o rendimento da turbina η_T é 28 metros de coluna de água, sendo o rendimento máximo 74 ± 2 %. Para a condição de altura de queda ótima foram replicados os vários tipos de curvas características encontrados na bibliografia, de modo a poder comparar os resultados no final.

A variável P é a mais incerta em todo processo de medição, sendo que a sua contribuição para a incerteza do rendimento é de 43% enquanto a variável m contribui com 29%, seguindo-se o caudal Q com 23%, a variável b com 4,4% e a variável n com 0,3%.

Comparativamente à literatura que norteou este trabalho, Carvalho (1982) e Macintyre (1983), todos os gráficos obtidos mostraram coerência com os disponibilizados por estes. Foram replicados os gráficos de características unitárias de modo a conseguir prever o desempenho da turbina Pelton para qualquer altura de queda, caudal ou potência motriz.

Relativamente à comparação com o modelo de turbina à mesma escala os gráficos diferem, o que pode ser explicado quer pela falta de capacidade em transmitir potência desejável

das 3 bombas em série de $\frac{1}{2}$ CV quer pela existência de um alternador acoplado no eixo da turbina no circuito hidráulico de Brasil (2002).

No que respeita à comparação dos resultados obtidos com os dados da turbina industrial, os resultados obtidos foram bastante satisfatórios atendendo à proximidade quer no valor de rendimento máximo quer no valor da velocidade de rotação específica, o que reforça a ideia de que as duas turbinas são mecanicamente semelhantes.

Em suma, com a realização deste trabalho foi não só possível disponibilizar uma bancada de testes para as aulas de Laboratórios de Flúidos do Departamento de Engenharia Mecânica da UFMG como também foram levantadas várias curvas que caracterizam metrologicamente a turbina Pelton existente nessa mesma bancada.

7 Sugestões para trabalhos futuros

A bancada didática ensaiada tem a possibilidade de melhorar o seu desempenho, tornando a recolha de dados mais prática, precisa, confiável, fácil e rápida. Antes de explicar a melhoria sugerida pelo orientando é necessário lembrar que o processo de medição de massa em simultâneo com a medição de velocidade de rotação constituiu a maior dificuldade encontrada por este aquando da recolha de dados. Para tal, é possível substituir a balança dinamométrica por uma célula de carga que esteja conectada a uma placa de aquisição. Deste modo, a placa de aquisição passa os dados recolhidos para um software como o Labview ® e assim são construídos gráficos $m = f(\text{tempo})$ em tempo real e mostrados num computador.

Para aprimorar este novo sistema de medição, pode ser ainda colocado um tacómetro ótico conectado à mesma placa de aquisição e deste modo, e recorrendo mais uma vez ao software Labview ®, serão construídos gráficos $n = f(\text{tempo})$ em tempo real e com a mesma base de tempo dos gráficos $m = f(\text{tempo})$ produzidos, tal como mostrado na **FIG.31**. Deste modo, serão encontrados os pares massa-velocidade de rotação com mais facilidade e com menos suscetibilidade a erros.

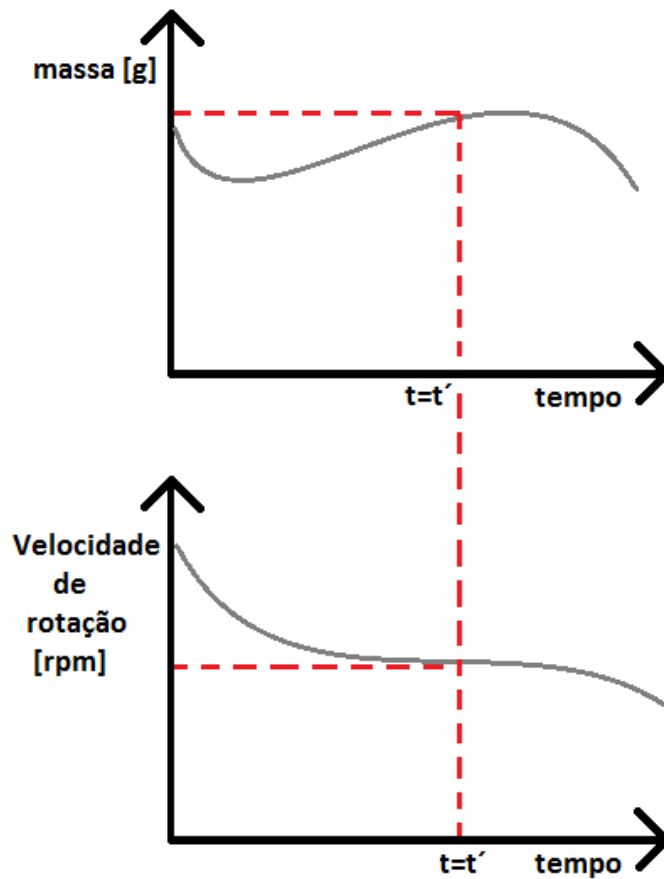


Figura 31 - Representação dos gráficos obtidos com Labview ®

Além destas alterações inerentes à melhoria de desempenho na recolha dos valores obtidos experimentalmente, pode ser incorporado na viseira da turbina Pelton um furo com um tubo Pitot a ser colocado em frente à entrada do jato na turbina de modo a conseguir mensurar a velocidade do jato, tal como mostrado na **FIG.32**.

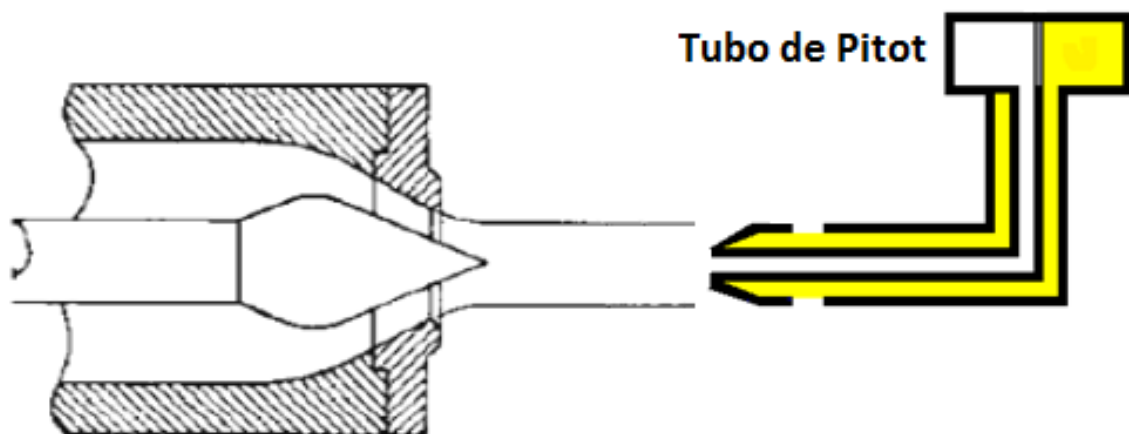
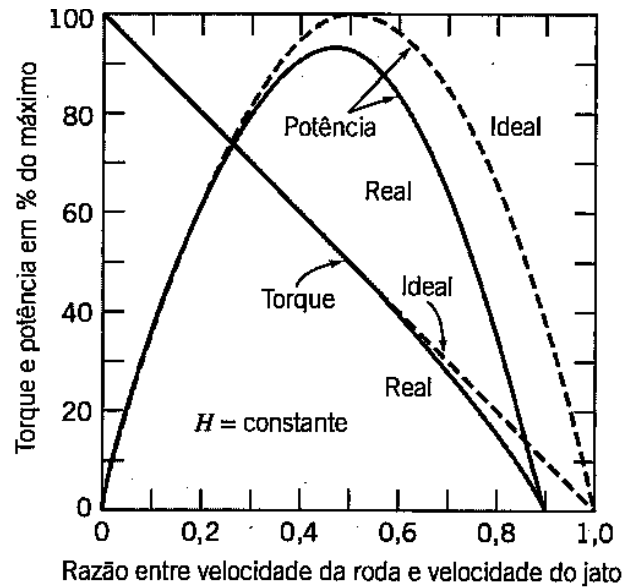


Figura 32 - Representação do tubo de Pitot a inserir no sistema

Conhecida a velocidade do jato que chega livremente às conchas é possível verificar se o pico de rendimento da turbina corresponde ao pico de potência e se esse pico de rendimento ocorre para uma velocidade da roda apenas ligeiramente menor que metade da velocidade do jato, tal como prevê Fox et al (2006) no **GRAF.16**.

Gráfico 16 - Desempenhos ideal/real de uma turbina de impulsão de velocidade variável



Fonte: Fox et al (2006)

Outra extensão que se pode desenvolver neste trabalho é o aproveitamento da análise geométrica e dimensional desenvolvida pelo orientando ao bico injetor aquando da restauração da turbina Pelton. Foi analisada a evolução da área da coroa por onde flui o jato em função do grau de abertura do bocal do bico injetor, tal como mostrado na **FIG.33** e na **TAB.19**.

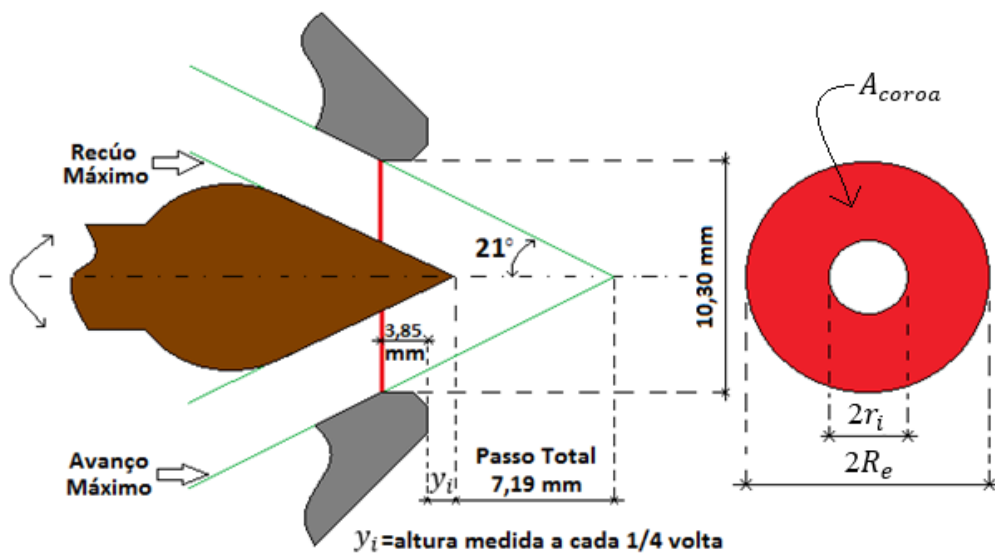


Figura 33 - Representação da geometria do bico injetor

Tabela 19 - Cálculo da incerteza da área da coroa

Variáveis	Grau de Abertura [voltas]	Valor [mm]	$u(y_i)$ [mm]	r_i [mm]	$u(r_i)$ [mm]	R_e [mm]	$u(R_e)$ [mm]	A_{coroa} [mm ²]	$u(A_{coroa})$ [mm ²]
y_1	4	2,230	0,022	2,334	0,008	5,150	0,020	24,914	0,672
y_2	3 3/4	2,405	0,021	2,401	0,008			23,740	0,672
y_3	3 1/2	2,790	0,021	2,549	0,008			21,256	0,674
y_4	3,25	3,305	0,021	2,747	0,008			18,148	0,675
y_5	3	3,825	0,023	2,946	0,009			15,258	0,681
y_6	2 3/4	4,410	0,021	3,171	0,008			12,307	0,681
y_7	2,5	4,905	0,021	3,361	0,008			10,058	0,682
y_8	2 1/4	5,405	0,022	3,553	0,009			8,016	0,688
y_9	2	5,865	0,022	3,729	0,008			6,341	0,689
y_{10}	1,75	6,425	0,022	3,944	0,008			4,568	0,693
y_{11}	1 1/2	7,090	0,023	4,199	0,009			2,838	0,699
y_{12}	1 1/4	7,505	0,022	4,359	0,009			1,967	0,701
y_{13}	1	7,915	0,022	4,516	0,008			1,262	0,702
y_{14}	3/4	8,420	0,023	4,710	0,009			0,608	0,711
y_{15}	1/2	9,085	0,022	4,965	0,008			0,107	0,710
y_{16}	0,25	9,270	0,024	5,036	0,009			0,041	0,724
y_{17}	0	9,565	0,024	5,150	0,009			0,000	0,726

Com os valores de área disponibilizados na **TAB.19** e os valores de caudal disponibilizados pelo caudalímetro eletromagnético PRO 100 é possível estimar a velocidade do jato para cada grau de abertura, a altura de queda disponível constante. Caso se coloque um tubo de Pitot tal como foi sugerido anteriormente, será possível comparar os 2 valores de velocidade de jato encontrados, analisar esses valores e tirar as devidas conclusões.

De modo a verificar o real efeito do alternador de Brasil (2002) na diferença de valores encontrados com este projeto, é recomendável desacoplar o alternador do modelo de turbina Pelton concernente ao Centro de Pesquisas Hidráulicas e Recursos Hídricos (UFMG) e replicar os ensaios desenvolvidos neste trabalho.

Referências

- ANDRADE, Luiz Augusto de – *Calibração de tubos Pitot para medição de grandes vazões utilizando anemometria laser*, Dissertação de Mestrado em Engenharia Mecânica da Universidade Federal de Minas Gerais , Belo Horizonte, Brasil, 2002
- BARBOSA, Rodolfo dos Santos – *Projeto estrutural do cubo do rotor de uma turbina hidráulica Tipo Kaplan*, Dissertação de Mestrado da Universidade Estadual Paulista, Guaratinguetá – São Paulo, Brasil, 2013
- BONNIARD, Marcelo de Carvalho – *Identificação de defeitos em bombas de grande porte através do método de decomposição ortogonal de Karhunen - Loève*, Projeto de Mestrado da Universidade Federal do Rio de Janeiro, Rio de Janeiro, Brasil, 2011
- BRASIL, Alex Nogueira - *Uma contribuição para o estudo de turbinas Pelton utilizando um modelo de pequenas dimensões*, Belo Horizonte, Faculdade de Engenharia da Universidade Federal de Minas Gerais, Brasil, 2002
- CARVALHO, D. F., *Usinas hidrelétricas – Turbinas*, FUMARC/UCMG, Belo Horizonte, Brasil, 1982
- COSTA, António Simões – *Turbinas hidráulicas e condutos forçados*, Trabalho, Universidade Federal de Santa Catarina, Brasil, 2003
- FOX, Robert W.; MCDONALD, Alan T.; PRITCHARD, Philip J., *Introdução à Mecânica dos Fluidos*, 6ed, LTC, Rio de Janeiro, Brasil, 2006

- GONÇALVES, Bernardo Hermont - *Estudo comparativo da resistência à erosão por cavitação do metal de solda depositado por um arame tubular tipo 13%Cr, 4%Ni,0,4%Mo e do aço fundido ASTM a 743 CA-6NM*, Dissertação de Mestrado da Faculdade de Engenharia da Universidade Federal de Minas Gerais, Brasil, 2007
- JÚNIOR, Ricardo Luiz – *Projeto conceitual de uma turbina hidráulica a ser utilizada na Usina Hidrelétrica externa de Henry Borden*, Projeto de Graduação da Universidade Federal do Rio de Janeiro, Rio de Janeiro, Brasil, 2013
- LOPES, Rafael – *Comissionamento de turbinas hidráulicas: ensaios de faixa operativa, index teste e rejeição da carga*, Dissertação de Mestrado da Universidade Estadual Paulista, Guaratinguetá – São Paulo, Brasil, 2011
- MACINTYRE, A. J., *Máquinas Motrizes Hidráulicas*. Rio de Janeiro, Guanabara Dois, Brasil, 1983
- MAIA, Débora, SOTELO, Fábio – *Turbinas hidráulicas – tipos e usos*, Seminário apresentado como pré-requisito para aprovação na matéria “ Obras Hidráulicas - Complementos ”, Universidade Estadual de Campinas, Brasil, 2015
- MARTINEZ,C.B;NASCIMENTO,Jair; A.N- *Construção de um modelo didático de turbina Pelton*, Relatório Interno Centro de Pesquisa Hidráulicas e de Recursos Hídricos da UFMG Belo Horizonte, Faculdade de Engenharia da Universidade Federal de Minas Gerais, Brasil, 2001
- MARCHEGANI, Ing Ariel – *Turbinas Pelton*, Trabalho para a Universidade Nacional del Comahue, Neuquén, Buenos Aires, Argentina, 2004
- MUSTE, M.;HOUSER, D.;DEJONG, D.;KIRKIL, G.; HYDROPOWER GENERATION SYSTEM, Principles of Hydraulics Laboratory Experiment, University of Iowa, Iowa City, United States of America, (sem data)

- NASCIMENTO, Jair; CESARINI, Priscila; SESSELMANN, Meinhard – *Determinação experimental da eficiência de conjuntos motobombas: diagnóstico da instrumentação*, Trabalho apresentado no XIX Simpósio Brasileiro de Recursos Hídricos, Faculdade de Engenharia da Universidade Federal de Minas Gerais, Brasil, 2011

- RESTIVO, Maria Teresa; CHOUSAL, Maria de Fátima; Diapositivos da disciplina Instrumentação para Medição, Faculdade de Engenharia da Universidade do Porto, Departamento de Engenharia Mecânica, Portugal, 2015

- ROCHA, José Pedro – *Metodologia de projecto de sistemas de produção de electricidade descentralizada baseados em Energia Hídrica*, Tese de Mestrado da Faculdade de Engenharia da Universidade do Porto, Portugal, 2008

- SANTOS, Marcell Silva – *Modelagem Dinâmica de Turbinas Hidráulicas Axiais de Dupla Regulagem para Estudos de Estabilidade Angular Transitória em Sistemas Eléctricos de Potência*, Projeto de Pós-Graduação da Universidade Federal de Itajubá, Itajubá, Brasil, 2012

- SANTOS, Rana Cerise – *Análise de cavitação de uma turbina hidráulica tipo Kaplan*, Projeto de Graduação da Universidade Federal do Rio de Janeiro, Rio de Janeiro, Brasil, 2013

- SIMÃO, Mariana de Campos – *Hidrodinâmica e desempenho em turbinas de baixa potência: concepção, modelação e ensaios*, Dissertação de Mestrado do Instituto Superior Técnico de Lisboa, Portugal, 2009

- SOUZA, Luiz Marcelo – *Geração hidráulica em velocidade ajustável utilizando máquinas de dupla alimentação: vantagens ambientais e operacionais*, Projeto de Pós-Graduação da Universidade Federal do Rio de Janeiro, Rio de Janeiro, Brasil, 2005

Anexos

Anexo A - Pontos experimentais

- Pontos obtidos experimentalmente

Tabela 20 - Pontos obtidos experimentalmente para $H_d = 28 \text{ mca}$

η [%]			Velocidade de rotação [rpm]											
			1100	1200	1300	1400	1500	1600	1700	1800	1900	2000	2100	2200
Caudal [m ³ /h]	GA = 4	4,53	59,74	60,91	64,36	65,80	66,58	67,18	69,96	69,56	67,47	67,26	65,36	60,66
	GA = 3,5	4,38	60,36	62,22	65,16	68,36	67,73	70,00	71,62	70,78	69,37	69,13	66,69	62,26
	GA = 3	3,99	58,70	62,90	64,44	66,07	67,95	69,82	70,15	69,37	69,84	67,83	66,99	63,13
	GA = 2,5	3,52	60,03	61,62	65,35	67,74	69,76	71,83	73,12	73,55	72,53	72,85	68,87	65,65
	GA = 2	2,92	59,53	63,39	65,72	67,60	70,97	72,59	73,82	72,92	73,27	73,89	70,10	67,02
	GA = 1,5	2,2	57,25	61,42	64,30	67,44	67,74	68,82	70,20	71,23	71,10	67,96	67,74	62,45
	GA = 1	1,69	47,12	50,39	51,68	53,31	55,43	56,44	56,16	55,43	54,26	51,51	49,39	48,04

Anexo B - Cálculo de incertezas

- Cálculo das incertezas inerentes à sub-função H_d

Tabela 21 - Cálculo de incerteza padrão para a altura de queda disponível

SUB-FUNÇÃO H_d				
Variável	$u(x)$	$(\delta H_d / \delta x)$	$u(x) \times (\delta H_d / \delta x)$	ν
P	0,02319 [atm]	10,38	0,24063 [atm]	∞
H_d	0,24063 [m]			∞

- Cálculo das incertezas inerentes à sub-função ω

Tabela 22 - Cálculo de incerteza padrão para a velocidade angular

SUB-FUNÇÃO ω				
Variável	$u(x)$	$(\delta \omega / \delta x)$	$u(x) \times (\delta \omega / \delta x)$	ν
n	1,4719 [rpm]	0,1047	0,1541 [rpm]	∞
ω	0,1541 [rad/s]			∞

- Cálculo das incertezas inerentes à sub-função T_{eixo}

Tabela 23 - Cálculo da incerteza padrão do binário aplicado no eixo

SUB-FUNÇÃO $T(eixo)$				
Variável	$u(x)$	$(\delta T_{eixo} / \delta x)$	$u(x) \times (\delta T_{eixo} / \delta x)$	ν
m	4,3683 [g_f]	0,001353 [m^2/s^2]	0,00591 [$g_f \cdot m^2/s^2$]	∞
b	0,4088 [mm]	0,00559 [N]	0,002285 [N/mm]	∞
T_{eixo}	0,0063367 [N.m]			∞

- Cálculo das incertezas inerentes à função η_T

Tabela 24 - Cálculo da incerteza padrão do rendimento da turbina

FUNÇÃO η				
Variável	$u(x)$	$(\delta \eta / \delta x)$	$u(x) \times (\delta \eta / \delta x)$	ν
ω	0,1541 [rad/s]	0,3478 [s]	0,05359 [rad]	∞
T_{eixo}	0,0063367 [N.m]	94,44 [rad.s ² /m ² .kg]	0,59844 [rad]	∞
H_d	0,24063 [m]	-2,602 [rad/m]	-0,62612 [rad]	∞
Q	0,001929 [m ³ /s]	-24,95 [rad.s/m ³]	-0,04813 [rad]	∞
η	1 [%]			∞

- Tabela-resumo das incertezas e pesos das variáveis medidas

Tabela 25 - Resumo de todas as incertezas inerentes ao rendimento e os respectivos pesos

	VALOR ÓTIMO	INCERTEZA EXPANDIDA K95%	Peso [%]
Velocidade de rotação n [rpm]	2000	2,9	0,26
Força m [gf]	570	8,7	29,08
Caudal Q [m ³ /h]	2,92	$4,0 \times 10^{-2}$	23,43
Pressão P [atm]	2,70	$5,0 \times 10^{-2}$	42,82
Distância b [mm]	138	$8,2 \times 10^{-1}$	4,41
Altura de queda disponível H_d [m]	28	$4,8 \times 10^{-1}$	-
Velocidade angular ω [rad/s]	209,4	$3,1 \times 10^{-1}$	-
Binário T_{eixo} [N.m]	0,77	$1,3 \times 10^{-2}$	-
Rendimento η_T [%]	74	2,00	100

- Cálculo das incertezas das variáveis com o software EES®

Uncertainty Results		Solution
Unit Settings: SI C kPa J mass deg		
Variable±Uncertainty	Partial derivative	% of uncertainty
$\eta = 73,49 \pm 2,061$ [%]		
$b = 138 \pm 0,82$ [mm]	$\partial\eta / \partial b = 0,5276$	4,41 %
$m = 570 \pm 8,7$ [gf]	$\partial\eta / \partial m = 0,1277$	29,08 %
$n = 2000 \pm 2,9$ [rpm]	$\partial\eta / \partial n = 0,0364$	0,26 %
$P = 2,7 \pm 0,05$ [atm]	$\partial\eta / \partial P = -26,97$	42,82 %
$Q = 2,92 \pm 0,04$ [m ³ /h]	$\partial\eta / \partial Q = -24,94$	23,43 %

Figura 34 - Derivadas parciais e pesos relativos usados nos cálculos

Anexo C - Programa de cálculo computacional EES®

- Software utilizado: Engineering Equation Solving EES®, S.A KLEIN 1992-2015

UNIVERSIDADE FEDERAL DE MINAS GERAIS

ESCOLA DE ENGENHARIA

CURSO: ENGENHARIA MECÂNICA

PERÍODO: INTERCÂMBIO FEUP-UFMG - DISSERTAÇÃO DE MESTRADO

2015552094 - Guilherme José Oliveira Cardoso

DATA:02/12/2015

Objetivo: Calcular o rendimento de uma turbina Pelton em escala reduzida

Nomenclatura

eta_T, Rendimento da turbina, [%]

W_dot_h, Potência hidráulica disponível, [W]

W_dot_m, Potência mecânica, [W]

omega, Velocidade angular, [rad/s]

n, Velocidade de rotação, [rpm]

n_max, Velocidade de rotação máxima, [rpm]

n_min, Velocidade de rotação mínima, [rpm]

T, Binário, [N.m]

Q, Caudal, [m³/h]

P_atm, Pressão em atm, [atm]

P_mca, Pressão em mca, [mca]

P_Pa, Pressão em Pa, [Pa]

H, Altura, [m]

b, Braço, [mm]

m, Massa, [gf]

m_max, Massa máxima, [gf]

m_min, Massa mínima, [gf]

GA, Grau de Abertura, [adimensional]

Variáveis de saída

eta_T, Rendimento da turbina, [%]

Variáveis de entrada

b, Braço, [mm]

Q, Caudal, [m³/h]

P_atm, Pressão, [atm]

m_max, Massa máxima, [gf]

m_min, Massa mínima, [gf]

n_max, Velocidade de rotação máxima, [rpm]

n_min, Velocidade de rotação mínima, [rpm]

DADOS DE ENTRADA

b, Braço, [mm]

Q, Caudal, [m³/h]

P_atm, Pressão, [atm]

m_max, Massa máxima, [gf]

m_min, Massa mínima, [gf]

n_max, Velocidade de rotação máxima, [rpm]

n_min, Velocidade de rotação mínima, [rpm]

CRÍTICA AOS DADOS DE ENTRADA

"O valor de GRAU DE ABERTURA varia de 0 a 4, sendo que 4 é totalmente aberto e 0 totalmente fechado.

Para cada par velocidade de rotação - massa faz-se a leitura máxima e mínima na balança dinamométrica."

PRÉ-PROCESSAMENTO – Processo de redução de dados

$$P_{\text{atm}}=0,0964*P_{\text{mca}}$$

$$P_{\text{Pa}}=P_{\text{atm}}*101325$$

$$GA=gx$$

$$b=138 \text{ [mm]}$$

$$\rho=\text{density (Water;T=30 [C];P=100 [kPa])}$$

$$m=(m_{\text{max}}+m_{\text{min}})/2$$

$$n=(n_{\text{max}}+n_{\text{min}})/2$$

$$\omega=(2*\pi*n)/60$$

$$W_{\text{dt}_m}=\omega*T$$

$$H=P_{\text{Pa}}/(\rho*g\#)$$

$$T=((m*g\#)/1000)*(b/1000)$$

$$W_{\text{dot}_h}=\rho*g\#*H*(Q/3600)$$

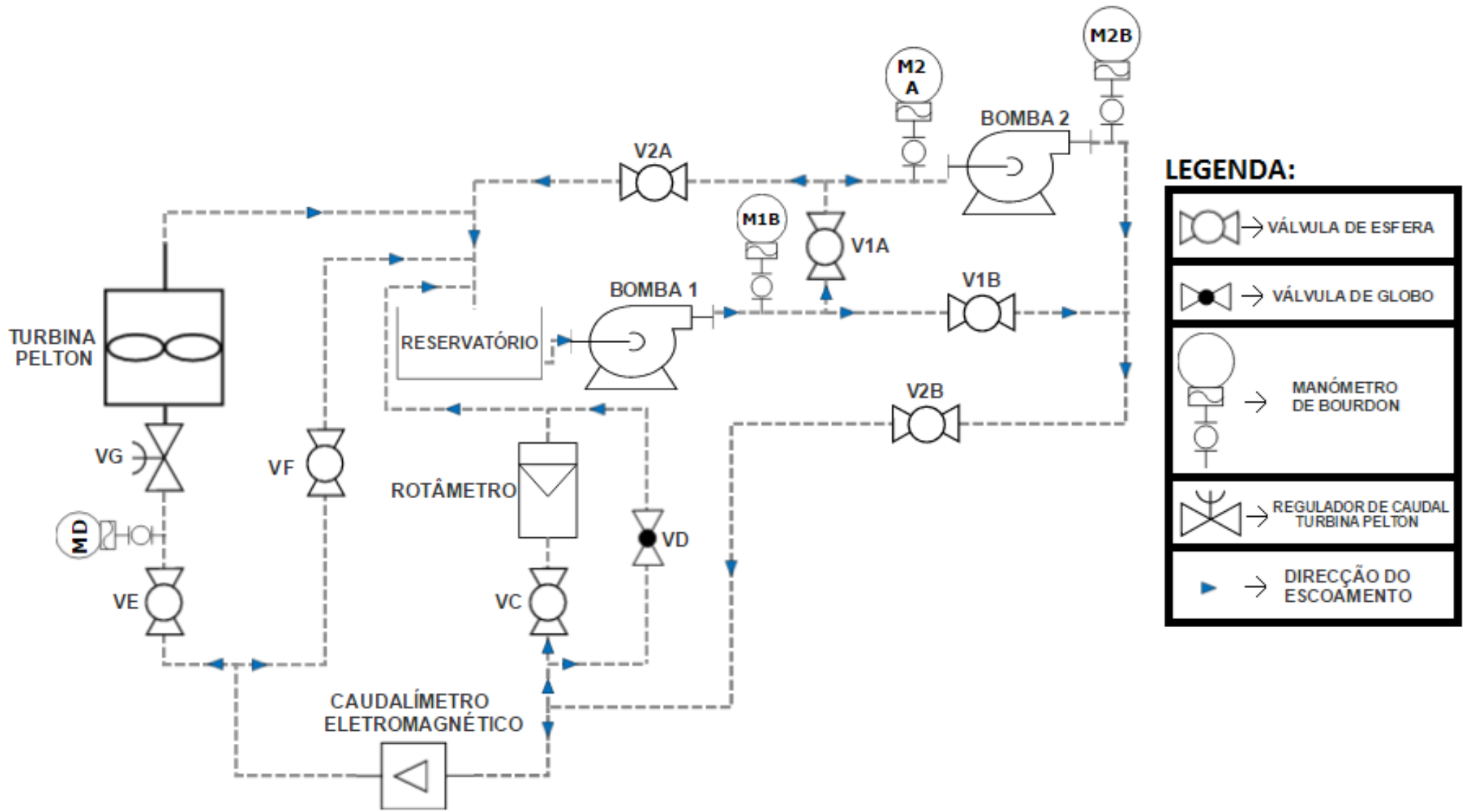
SAÍDA

$$\eta_T=(W_{\text{dot}_m}/W_{\text{dot}_h})*100$$

Nota: Para além de se calcular os valores do rendimento da turbina foram construídos vários gráficos para entender o comportamento da turbina face às diversas variáveis de entrada existentes.

Anexo D - Diagrama representativo da bancada didática

Figura 35 - Representação do sistema hidráulico da bancada didática



Anexo E - Dados para calcular a área da coroa

Tabela 26 - Propagação de incertezas no cálculo da área da coroa

Variáveis	y_1	y_2	y_3	y_4	y_5	y_6	y_7	y_8	y_9	y_{10}	y_{11}	y_{12}	y_{13}	y_{14}	y_{15}	y_{16}	y_{17}
Grau de Abertura bico injetor GA [voltas]	4	3 3/4	3 1/2	3,25	3	2 3/4	2,5	2 1/4	2	1,75	1 1/2	1 1/4	1	0,75	1/2	1/4	0
Valor [mm]	2,230	2,405	2,790	3,305	3,825	4,410	4,905	5,405	5,865	6,425	7,090	7,505	7,915	8,420	9,085	9,270	9,565
Raio interno da coroa r_i [mm]	2,334	2,401	2,549	2,747	2,946	3,171	3,361	3,553	3,729	3,944	4,199	4,359	4,516	4,710	4,965	5,036	5,150
Raio externo da coroa R_e [mm]	5,150																
Área da coroa [mm ²]	24,914	23,740	21,256	18,148	15,258	12,307	10,058	8,016	6,341	4,568	2,838	1,967	1,262	0,608	0,107	0,041	0,000
dri/dyi	0,384																
dA/dRe [mm]	32,358																
dA/dri [mm]	-14,7	-15,1	-16,0	-17,3	-18,5	-19,9	-21,1	-22,3	-23,4	-24,8	-26,4	-27,4	-28,4	-29,6	-31,2	-31,6	-32,4
$u(y_i)c$ [mm]	0,0220	0,0210	0,0215	0,0210	0,0233	0,0215	0,0210	0,0223	0,0218	0,0220	0,0227	0,0223	0,0218	0,0232	0,0218	0,0244	0,0242
$u(Re)c$ [mm]	0,0204																
$u(r_i)c$ [mm]	0,008	0,008	0,008	0,008	0,009	0,008	0,008	0,009	0,008	0,008	0,009	0,009	0,008	0,009	0,008	0,009	0,009
$u(A)c$ [mm ²]	0,672	0,672	0,674	0,675	0,681	0,681	0,682	0,688	0,689	0,693	0,699	0,701	0,702	0,711	0,710	0,724	0,726

Abertura bico injetor [voltas]	4	1/4	1/2	3/4	1	1 1/4	1 1/2	1 3/4	2	2 1/4	2 1/2	2 3/4	3	3 1/4	3 1/2	3 3/4	4
Variáveis y	y_1	y_2	y_3	y_4	y_5	y_6	y_7	y_8	y_9	y_{10}	y_{11}	y_{12}	y_{13}	y_{14}	y_{15}	y_{16}	y_{17}
Medição 1	2,25	2,40	2,80	3,30	3,85	4,40	4,90	5,40	5,90	6,40	7,10	7,50	7,95	8,40	9,10	9,25	9,55
Medição 2	2,25	2,45	2,75	3,30	3,90	4,40	4,90	5,40	5,85	6,40	7,10	7,45	7,90	8,45	9,10	9,25	9,55
Medição 3	2,20	2,40	2,75	3,30	3,85	4,45	4,95	5,35	5,85	6,45	7,15	7,50	7,90	8,40	9,10	9,30	9,60
Medição 4	2,25	2,40	2,80	3,30	3,80	4,40	4,90	5,40	5,85	6,45	7,05	7,50	7,90	8,50	9,05	9,20	9,60
Medição 5	2,20	2,40	2,80	3,30	3,80	4,40	4,90	5,40	5,85	6,40	7,05	7,50	7,90	8,45	9,10	9,20	9,50
Medição 6	2,20	2,40	2,80	3,30	3,85	4,45	4,90	5,40	5,90	6,45	7,05	7,50	7,90	8,40	9,05	9,30	9,60
Medição 7	2,25	2,40	2,80	3,30	3,80	4,40	4,90	5,40	5,85	6,40	7,10	7,55	7,95	8,40	9,10	9,30	9,60
Medição 8	2,25	2,40	2,80	3,35	3,80	4,40	4,90	5,40	5,90	6,40	7,10	7,55	7,90	8,40	9,10	9,30	9,50
Medição 9	2,20	2,40	2,80	3,30	3,80	4,40	4,90	5,45	5,85	6,45	7,10	7,50	7,90	8,40	9,05	9,30	9,55
Medição 10	2,25	2,40	2,80	3,30	3,80	4,40	4,90	5,45	5,85	6,45	7,10	7,50	7,95	8,40	9,10	9,30	9,60
MÉDIA y	2,2300	2,4050	2,7900	3,3050	3,8250	4,4100	4,9050	5,4050	5,8650	6,4250	7,0900	7,5050	7,9150	8,4200	9,0850	9,2700	9,5650
VARIÂNCIA AMOSTRAL	0,00067	0,00025	0,00044	0,00025	0,00125	0,00044	0,00025	0,00081	0,00058	0,00069	0,00100	0,00081	0,00058	0,00122	0,00058	0,00178	0,00169
VARIÂNCIA DA MÉDIA	6,67E-05	2,50E-05	4,44E-05	2,50E-05	1,25E-04	4,44E-05	2,50E-05	8,06E-05	5,83E-05	6,94E-05	1,00E-04	8,06E-05	5,83E-05	1,22E-04	5,83E-05	1,78E-04	1,69E-04
DESVIO PADRÃO [mm]	0,008	0,005	0,007	0,005	0,011	0,007	0,005	0,009	0,008	0,008	0,010	0,009	0,008	0,011	0,008	0,013	0,013
Resolução Paquímetro [mm]	0,05000																
$u(\text{paquímetro})$ [mm]	0,02041																
$u(y_i)c$ [mm]	0,0220	0,0210	0,0215	0,0210	0,0233	0,0215	0,0210	0,0223	0,0218	0,0220	0,0227	0,0223	0,0218	0,0232	0,0218	0,0244	0,0242
$u(y_i), k95\%$ [mm]	4,9E-02	4,7E-02	4,8E-02	4,7E-02	5,2E-02	4,8E-02	4,7E-02	5,0E-02	4,9E-02	4,9E-02	5,1E-02	5,0E-02	4,9E-02	5,2E-02	4,9E-02	5,4E-02	5,4E-02

 Tabela 27 - Cálculo das incertezas das variáveis y_i