

UNIVERSIDADE FEDERAL DE JUIZ DE FORA
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA DE PRODUÇÃO E MECÂNICA
MÁQUINAS DE FLUXO - PRÁTICA - MEC570

Thiago Esterci Fernandes

AULA 8: Parâmetros Adimensionais de uma Turbina Pelton

Juiz de Fora
2017

SUMÁRIO

1	OBJETIVOS GERAIS	2
2	INTRODUÇÃO	3
3	PROCEDIMENTO DO ENSAIO	6
3.1	PREPARAÇÃO DA BOMBA	7
3.2	DRENAGEM DOS TUBOS DE PRESSÃO	7
4	LEIAUTE DA BANCADA	9
5	CÁLCULOS	12
5.1	EQUAÇÕES	12
5.1.1	Vazão Volumétrica	12
5.1.2	Altura de Carga	12
5.1.3	Potência Hidráulica na Turbina	12
5.1.4	Eficiência da turbina	13
5.1.5	Coeficiente de vazão	13
5.2	DADOS	14
6	RESULTADOS	15
7	ANÁLISE	18
8	CONCLUSÃO	19

1 OBJETIVOS GERAIS

O presente ensaio tem como objetivo a determinação dos parâmetros adimensionais de uma turbina Pelton para cada ajuste de agulha.

Os parâmetros que serão calculados são: coeficiente de carga, coeficiente de vazão, coeficiente de potência, velocidade de jato e rotação específica.

Além disso, determinaremos curvas características de interesse são elas: potência de eixo da turbina versus rotação específica referente à potência, potência de eixo da turbina versus vazão, coeficiente de carga versus coeficiente de potência, coeficiente de vazão versus coeficiente de potência, eficiência versus ajuste da válvula agulha, velocidade de jato versus ajuste da válvula agulha. Para criação das curvas será usado o software VDAS.

2 INTRODUÇÃO

As turbinas Pelton são chamadas assim devido ao nome de seu idealizador, Allan Lester Pelton, que em 1880 pôs em funcionamento o primeiro rotor com a forma atual. Pelton recebeu a primeira patente em 1880, e dentro de 15 anos, seus rotores foram usados em usinas ao redor do mundo todo.

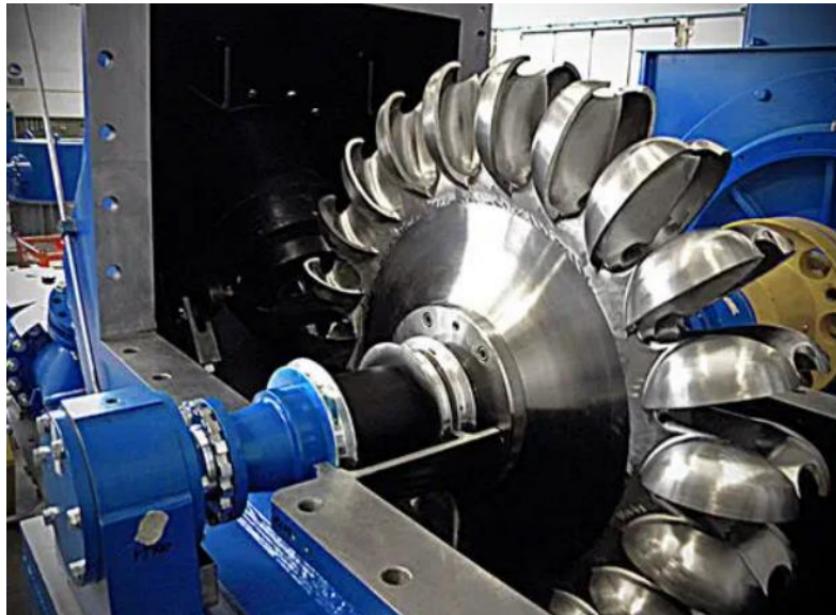


Figura 1 – Exemplo de uma turbina Pelton

A turbina Pelton ou de impulso é comumente utilizada em usinas cuja altura da queda d'água é maior do que 250 metros, embora seja também utilizada para alturas menores. Há instalações de usinas nos Alpes suíços em que a altura chega a quase 1.800m. Com relação à vazão de água, as turbinas Pelton podem ser empregadas tanto em pequenas vazões ($0,1 \text{ m}^3/\text{s}$) quanto em médias vazões ($50 \text{ m}^3/\text{s}$).

A turbina Pelton é constituída basicamente de um rotor e bico injetor o qual possui uma válvula agulha que regula a vazão que sai pelo mesmo. O rotor possui várias pás em torno de sua circunferência. O jato atinge as pás a uma pressão constante a qual impulsiona a turbina. As pás possuem um formato característico de concha que desvia o fluxo para uma direção quase oposta à direção de origem. As conchas possuem cavidades duplas para distribuir o fluxo igualmente para cada lado de modo que os esforços axiais se anulem.

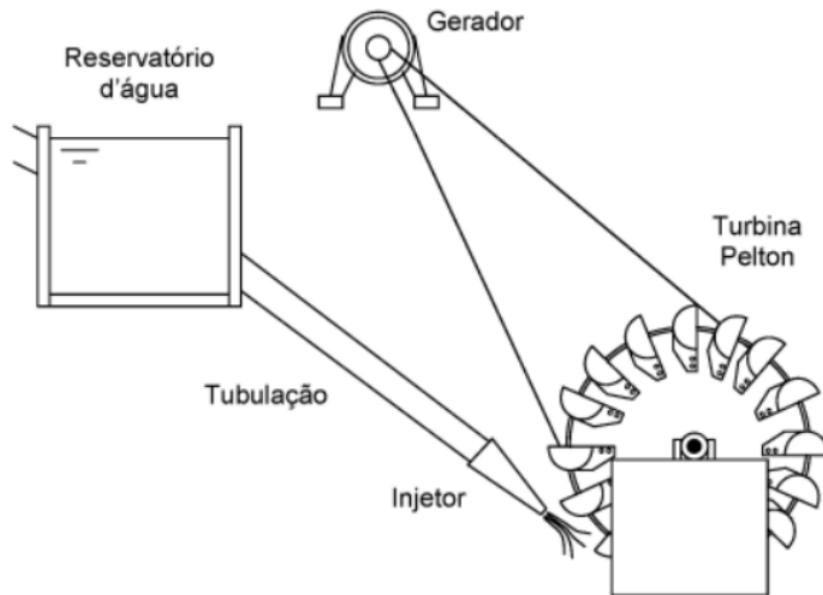


Figura 2 – Esquema simplificado de uma micro usina com turbina Pelton

As turbinas deste modelo podem ser de eixo vertical ou horizontal. O eixo vertical torna possível a incidência de quatro a seis jatos, enquanto que o eixo horizontal permite no máximo a incidência de dois jatos, contudo é mais econômico, pois permite um acesso mais fácil para manutenções e reparos que as pás possam necessitar, não havendo a necessidade de desmontar a turbina para realização dos mesmos. O melhor rendimento total possível é quando o rotor Pelton com eixo horizontal é acionado por um só jato. O eixo vertical permite maiores velocidades e é preferido em grandes instalações.

A bomba rotodinâmica tem como partes principais uma carcaça, uma flange e uma tubulação de sucção, uma flange e uma tubulação na saída e um rotor apoiado em dois rolamentos simples, cujo eixo está acoplado ao dinamômetro. O rotor pode ser definido como um impulsor fechado de 6 aletas direcionadas para frente.

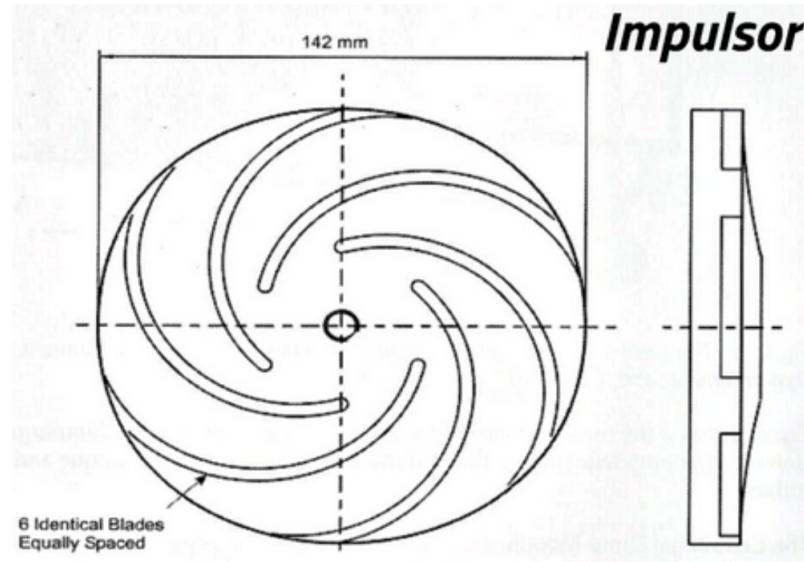


Figura 3 – Rotor da bomba dinâmica

O Estroboscópio também é um dos principais componentes do sistema MPF 101. Ele é geralmente usado como um elemento adicional para congelar a imagem da turbina da hélice girando para verificar quando ocorre a cavitação e como as bolhas são formadas durante a mudança do fluido de trabalho do estado líquido para gasoso.

3 PROCEDIMENTO DO ENSAIO

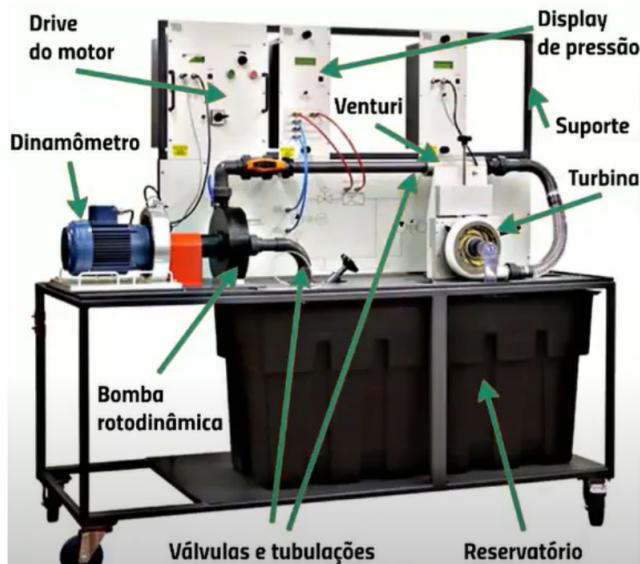


Figura 4 – Sistema MFP 101

Para o experimento em cheque, foi utilizado o sistema MPF 101, um sistema de treinamento em bomba centrífuga, localizado no laboratório da Universidade Federal de Juiz de Fora.

Os componentes principais do sistema são: bomba roto-dinâmica, um reservatório de água, suporte de instrumentos, dinamômetro universal, display digital de pressão, medidor de pressão Venturi, tubulação de válvulas, sistema de aquisição de dados versátil, estroboscópio e turbina.

A bomba roto-dinâmica a ser ensaiada trabalha com um impulsor ou rotor de aproximadamente 142 mm de diâmetro, podendo atuar, neste caso, a uma velocidade máxima de 2500 rev/min.

O procedimento de ensaio consiste em várias etapas, sendo que todas devem ser rigorosamente compridas para que o ensaio atingir seu objetivo e a bomba não seja danificada. A primeira etapa é basicamente etapas que devem ser realizadas para que a bomba e os medidores possam funcionar perfeitamente.

Antes de ligar a bomba teremos que conter água para a escorva da bomba. A válvula unidirecional instalada no tubo de entrada da bomba normalmente bloqueia água na tubulação e no interior da bomba por vários dias, assim não precisará repetir sempre o procedimento. Mas sempre certificar que a escorva da bomba esteja sendo realizada.

Logo após devemos tirar o ar do fluido de trabalho, pois com eles as medições do experimento estarão imprecisas. Para retirar o ar deve-se abrir completamente as válvulas de entrada e de entrega, depois ajustar a velocidade do dinamômetro para o mínimo e ligar a chave principal do acionador do motor. No terceiro passo deve-se retirar os tubos

de medição de pressão do display de pressão e aguardar cerca de cinco minutos para o funcionamento e a temperatura da bomba estabilizar. No quarto passo, após esses cinco minutos, faz-se necessário zerar todas leituras de pressão para zero no display e reconectar os tubos de pressão ao display de pressão. No quinto passo deve-se ajustar no dinamômetro a velocidade para 2500 rpm e utilizar a linha de drenagem (bleed line) nas portas de drenagem (bleed port) do display de pressão para drenar o ar acumulado nos tubos de medição de pressão. No sexto e último passo deve-se reduzir a velocidade da bomba para 0 rpm e o equipamento estará pronto para o uso. Certifique-se que o dinamômetro e a turbina estejam corretamente instalados e de que o display de pressão esteja medindo a pressão de entrada e não a pressão desejada. Deve-se após criar uma tabela de resultado em branco para os resultados. Posteriormente o VDAS criará a tabela automaticamente posteriormente às leituras.

Deve-se ajustar a válvula agulha da turbina Pelton para totalmente aberta, isto é, com vazão máxima. Também se deve ajustar as válvulas de entrada e de entrega totalmente abertas. Já no dinamômetro da turbina desataraxe o controle de ajuste de torque de forma que não haja nenhum torque, ou seja, o freio da correia esteja solto. Verifique também na parte de trás da turbina se o freio está corretamente instalado. Por fim, bata suavemente na lateral do dinamômetro da turbina e em seguida

3.1 PREPARAÇÃO DA BOMBA

O procedimento de teste consiste em várias etapas, todas as quais devem passar por testes rigorosos de longo prazo para atingir seu objetivo e não danificar a bomba, visto que, além de tudo, é um equipamento adquirido com dinheiro público e tem fins didáticos.

Antes de ligar a bomba, deve-se encher com água. A válvula unidirecional instalada no tubo de entrada da bomba geralmente bloqueia a água por vários dias no tubo e dentro da bomba, para que não seja necessário repetir o procedimento todas as vezes, mas é importante sempre que se certifique de que a escorva da bomba esteja acontecendo.

3.2 DRENAGEM DOS TUBOS DE PRESSÃO

Em seguida, deve-se remover o ar do fluido de trabalho, porque sua presença torna os resultados da medição do experimento imprecisos. Para remover o ar, abre-se totalmente a válvula de admissão e a válvula de escape e, em seguida, ajuste a velocidade do dinamômetro para a mais baixa e ligue a chave principal do motor de partida. A terceira etapa é remover o tubo de medição de pressão do indicador de pressão, esperar cerca de cinco minutos e esperar que a temperatura da bomba estabilize antes de operar. Na quarta etapa, após esses cinco minutos, é necessário zerar todas as leituras de pressão no display e reconectar o tubo de pressão ao display de pressão. Na quinta etapa, a velocidade no dinamômetro deve ser ajustada para 2500 rpm, e a linha de descarga na porta de descarga do indicador

de pressão deve ser usada para expelir o ar acumulado no tubo medidor de pressão. Na sexta e última etapa, a velocidade da bomba deve ser reduzida para 0 rpm e o equipamento estará pronto para uso.

4 LEIAUTE DA BANCADA

O sistema é constituído por uma bomba e suas tubulações de entrada e de saída, elas trabalham com uma válvula de entrada, acoplada um filtro anterior, que retém a sujeira, e no início há uma válvula unidirecional.

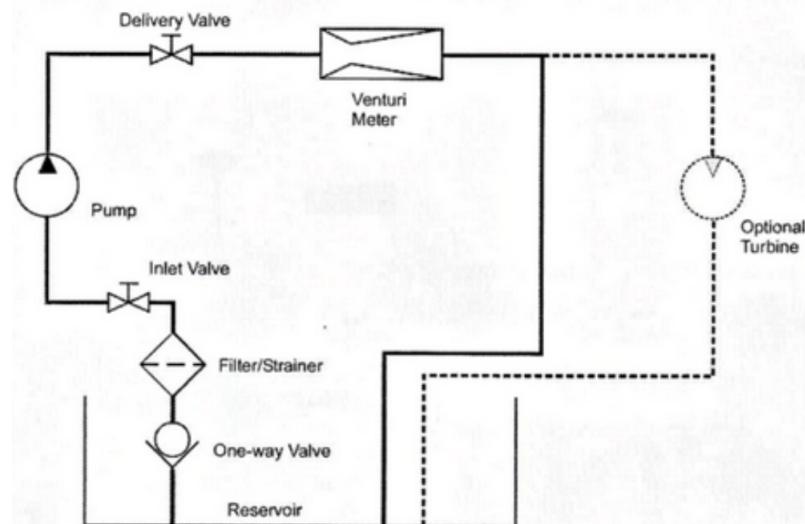


Figura 5 – Leiaute do Sistema de Bomba Centrífuga

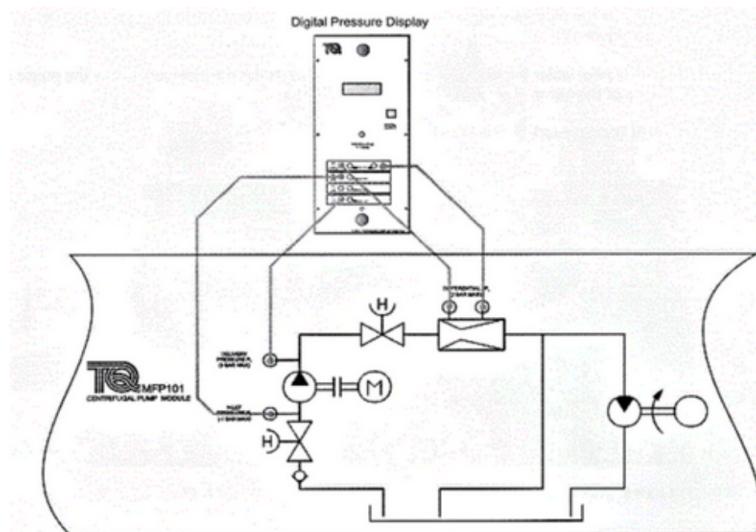


Figura 6 – Leiaute das Conexões da Tubulação e do Display de Pressão

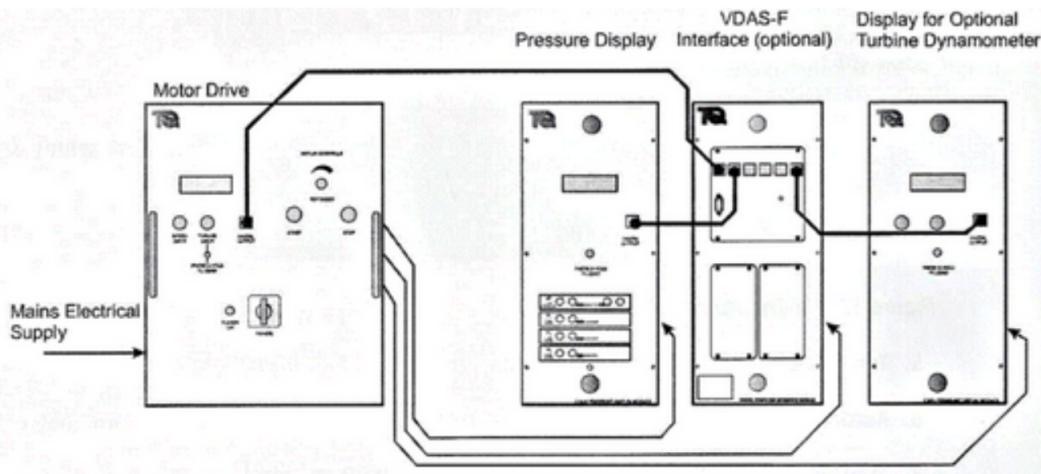


Figura 7 – Leiaute das Conexões Elétricas

Item	Detalhes
Dimensões	Largura: 1800 mm Altura: 1670 mm Profundidade: 800 mm
Peso Líquido (Sem o Dinamômetro Universal)	170 kg (incluindo o display de pressão)
Alimentação Elétrica	Fornecida a partir do Dinamômetro Universal
Diâmetro do Impulsor da Bomba	142 mm
Velocidade Máxima da Bomba	2800 rev.min ⁻¹
Taxa Máxima de Vazão	4 L.s ⁻¹
Pressão Máxima de Entrega	2.5 bar (nominal)
Diâmetro e Área da Entrada do Venturi	34 mm e 0.000908 m ²
Diâmetro e Área da Garganta do Venturi	20 mm e 0.000314 m ²
Coeficiente de Descarga do Venturi	0.97
Display de pressão	Peso: 4 kg Alimentação: 100 VCA a 260 VCA; 50 Hz a 60 Hz, 1 A Fusível: F6,3 A ΔP_1 : Transdutor de pressão (diferencial) - 2 bar P_2 : Entrada simples - 2 bar (medida) P_3 : Entrada simples - 2 bar (medida) P_4 : Entrada simples - 6 bar (medida)

Figura 8 – Características Bomba Rotodinâmica

Item	Detalhes
Dimensões	Unidade drive de motor e display: 450mm x 350mm x 370mm Dinamômetro: 350mm x 400mm x 270mm
Peso Líquido	Dinamômetro: 32 kg Unidade drive de motor e display: 12 kg
Alimentação Elétrica	230VAC, 50Hz, 20A, monofásico com terra 220VAC, 60Hz, 20A, bifásico, com neutro e terra
Proteção do circuito	Alimentação principal e drive de motor: 20A MCB tipo B Conectores IEC: 10A MCB tipo B Alimentação do display: 2A MCB tipo B
Conectores IEC (4) na traseira da unidade Drive de motor e display	100 VAC (bifásico, 220VAC) 240 VAC (monofásico, 230VAC) Carga máxima: menos que 10 A
Conexões entre dinamômetro e Unidade Drive de Motor e Display	Força (torque) da célula de carga Velocidade (revoluções) do sensor de velocidade Frequência variável e alimentação AC
Potência mecânica máxima do dinamômetro (eixo)	1,5 kW

Figura 9 – Características Dinamômetro

Item	Detalhes
Dinamômetro	Peso: 7.5 kg Altura: 540 mm Largura: 260 mm Profundidade: 110 mm
Display de Velocidade e Torque	Peso 4 kg Largura: 190 mm Altura: 450mm Profundidade: 250 mm Alimentação: 100 VCA a 260 VCA; 50 Hz a 60 Hz, 1 A Fusível: F6.3 A
Absorção Máxima de Potência	Aproximadamente 300 W

Figura 10 – Características Dinamômetro da Turbina

Item	Detalhes
Turbina Pelton (MFP101B)	
Dimensões	550 mm x 230 mm x 240 mm
Peso Líquido	10 kg
Ajuste da Válvula de Agulha	16 Voltas (+/-2 Voltas)

Figura 11 – Características da Turbina Pelton

5 CÁLCULOS

5.1 EQUAÇÕES

Foram usadas as seguintes equações:

5.1.1 Vazão Volumétrica

$$Q_v = C_d \cdot A_1 \sqrt{\frac{2 \cdot \Delta p_1}{\rho \left(\frac{A_1^2}{A_2^2} - 1 \right)}} \quad (5.1)$$

Onde:

Q_v = Vazão Volumétrica, ($m^3 \cdot s^{-1}$);

ρ = Densidade da água, ($kg \cdot m^{-3}$);

A_1 = Área à entrada do Venturi, (m^2);

A_2 = Área à garganta do Venturi, (m^2);

C_d = Coeficiente de descarga, (adimensional);

Δp_1 = Diferença de pressão através do Venturi, (Pa);

5.1.2 Altura de Carga

$$H = \frac{1}{2g} \left[\frac{V_j}{C_V} \right]^2 \quad (5.2)$$

Onde:

H = Carga total da turbina, (m);

g = Aceleração devida à gravidade, ($m \cdot s^{-2}$)

V_j = Velocidade do jato, (m/s)

C_V = Coeficiente de velocidade, (adimensional)

5.1.3 Potência Hidráulica na Turbina

$$W_{TH} = p_4 Q_v \quad (5.3)$$

Onde:

p_4 = Pressão estática entregue pela bomba, (Pa);

Q_v = Vazão Volumétrica, ($m^3 \cdot s^{-1}$)

W_{TH} = Potência hidráulica na turbina, (Watt)

5.1.4 Eficiência da turbina

$$\eta_T = \frac{W_{TS}}{W_{TH}}(100) \quad (5.4)$$

Onde:

η_T = Eficiência da turbina, (%);

W_{TS} = Potência do eixo da turbina, (Watt);

W_p = Potência hidráulica da turbina, (Watt)

5.1.5 Coeficiente de vazão

$$C_Q = \frac{Q_V}{N \cdot D^3} \quad (5.5)$$

Onde:

C_Q = Coeficiente de vazão, (adimensional);

Q_V = Vazão volumétrica, ($m^3 \cdot s^{-1}$);

N = Rotação do impulsor da turbina, (rad/s)

D = Diâmetro do impulsor da turbina, (m)

5.2 DADOS

O software VDAS foi usado para realizar a leitura dos parâmetros do sistema e plotar os gráficos.

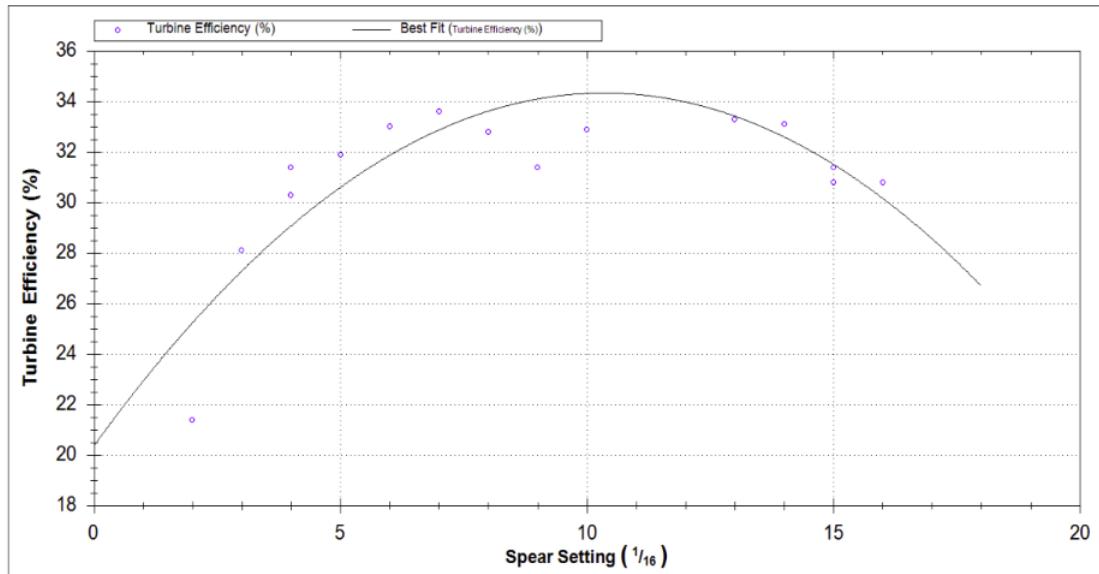
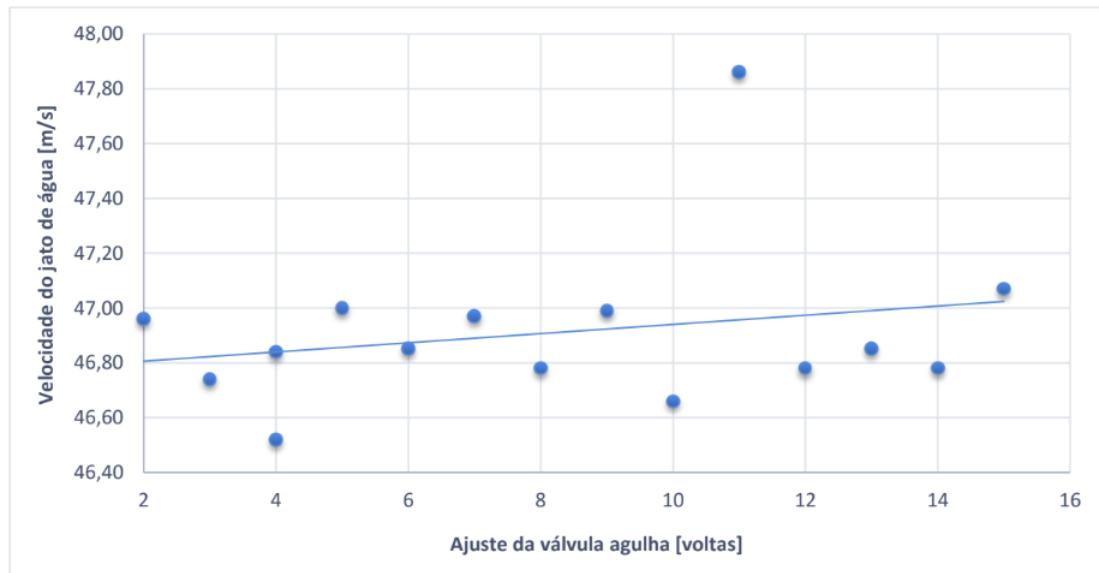
Time	MFP100 1.5kW Motor Drive			DP1 Digital Pressure Display			DTS2 Torque and Speed Display		
	Time	Speed	Torque	Power	$\Delta P1$	P2	P4	Speed	Torque
(s)	($\frac{rev}{min}$)	(Nm)	(W)	(bar)	(bar)	(bar)	($\frac{rev}{min}$)	(Nm)	(W)
Data Series 1									
0	2432	2,41	613	0,30	-0,38	0,57	1201	0,25	32
31,2	2409	2,36	596	0,29	-0,37	0,57	1202	0,23	29
55,2	2407	2,35	593	0,28	-0,37	0,57	1201	0,25	32
83,5	2370	2,27	563	0,27	-0,34	0,57	1202	0,23	29
114,3	2340	2,19	538	0,26	-0,34	0,57	1205	0,22	28
149,9	2289	2,09	502	0,24	-0,33	0,57	1201	0,21	27
176,8	2240	1,99	468	0,22	-0,31	0,57	1204	0,21	26
198	2175	1,85	423	0,20	-0,29	0,57	1193	0,21	26
235,7	2096	1,70	373	0,17	-0,25	0,57	1194	0,18	22
265,4	2003	1,54	324	0,14	-0,22	0,56	1200	0,15	19
298,2	1916	1,41	284	0,11	-0,19	0,57	1198	0,14	17
342,7	1810	1,23	233	0,08	-0,16	0,57	1203	0,10	12
386,7	1709	1,04	187	0,05	-0,13	0,57	1195	0,06	8
439	1615	0,90	152	0,03	-0,10	0,57	1199	0,02	2

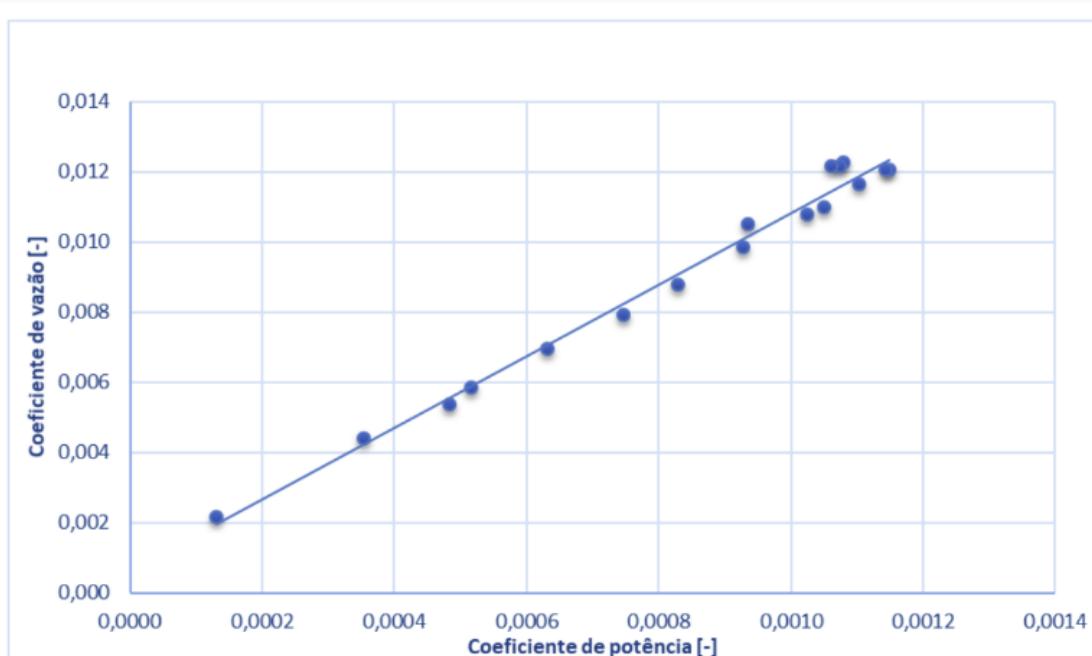
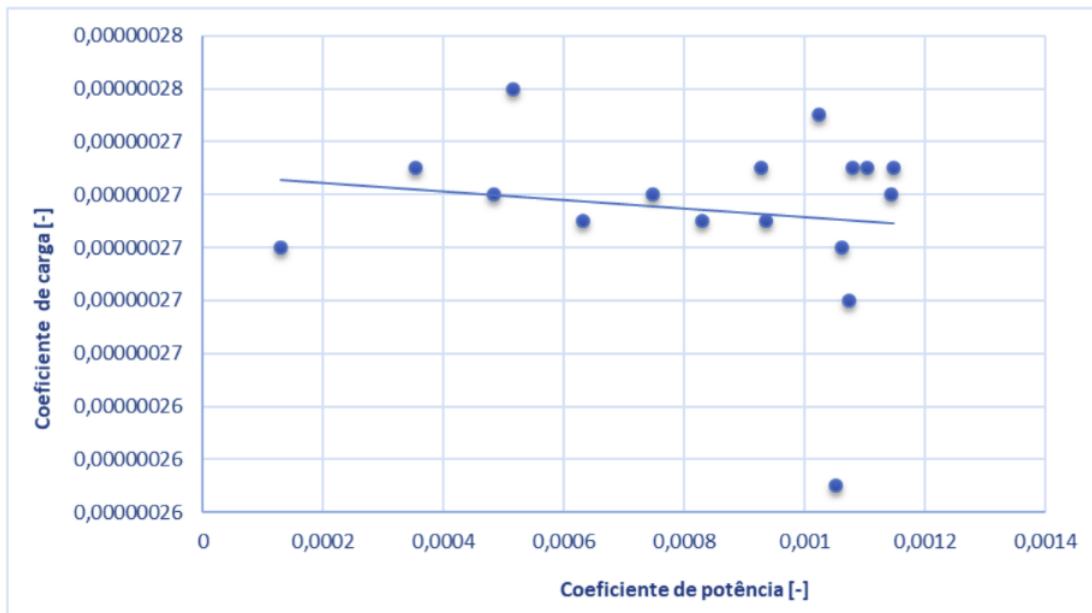
Tabela 1 – Tabela de dados

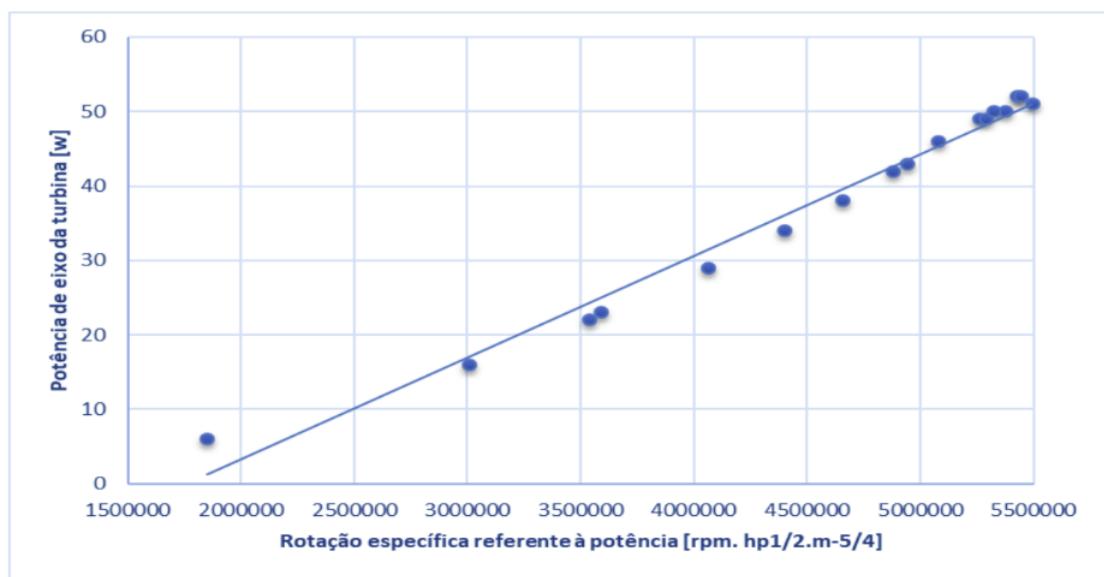
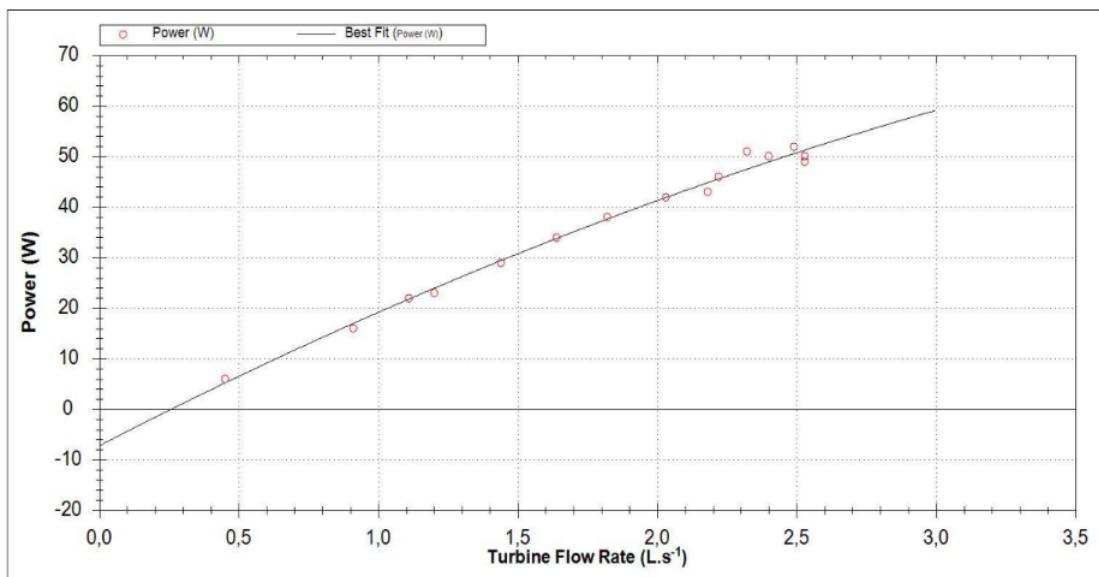
Turbine Flow Rate	Turbine Inlet Pressure	Turbine Hydraulic Power	Turbine Efficiency	H	Cq	Ch	Cp	Nsp
(L.s-1)	(kPa)	(W)	(%)	mca				
Data Serie 1								
2,49	57	142	22,5	0,06	0,012050	0	0,000703	4268413,97
2,45	57	140	20,7	0,06	0,011847	0	0,000636	4059919,55
2,40	57	137	23,4	0,06	0,011614	0	0,000703	4268413,97
2,36	57	135	21,5	0,06	0,011412	0	0,000636	4059919,55
2,32	57	132	21,2	0,06	0,011190	0	0,000609	3991140,65
2,22	57	127	21,3	0,06	0,010743	0	0,000593	3920272,14
2,13	57	121	21,5	0,06	0,010282	0	0,000567	3851056,73
2,03	57	116	22,4	0,06	0,009890	0	0,000583	3816787,00
1,87	57	107	20,6	0,06	0,009102	0	0,000492	3506276,81
1,70	56	95	20,0	0,05	0,008234	0	0,000419	4131185,44
1,51	57	86	19,8	0,06	0,007326	0	0,000376	3093183,74
1,28	57	73	16,4	0,06	0,006184	0	0,000262	2605790,62
1,02	57	58	13,8	0,06	0,004961	0	0,000178	2118576,42
0,79	57	45	4,4	0,06	0,003829	0	0,000044	1062974,95

Tabela 2 – Tabela de dados

6 RESULTADOS







7 ANÁLISE

Primeiramente, podemos concluir que uma maior rotação específica confere uma maior potência de eixo pela tendência crescente do gráfico.

Quando analisamos a relação entre a vazão e a potência de eixo percebemos que uma maior vazão confere uma maior potência de eixo da turbina. Este fato é explicado devido a uma maior vazão conferir um maior torque do eixo da turbina o que se traduz em uma maior potência de eixo. Vale ressaltar que a rotação do eixo da turbina manteve-se constante em cerca de 1200 rpm, portanto a diferença na potência de eixo não possui esta variável como causa. Quando analisamos a relação entre coeficiente de vazão e coeficiente de potência percebemos que um maior coeficiente de potência se traduz num maior coeficiente de vazão. Fato este possui a mesma explicação que o item anterior, ou seja, maior potência de eixo é caracterizada por uma maior vazão.

Já o coeficiente de carga em função da potência teve oscilação o que acarreta em uma dificuldade de análise por parte da relação entre os dois. Porém, com a análise da tendência podemos perceber que com o aumento do coeficiente de potência há uma queda dos valores do coeficiente de potência.

Quando analisamos a influência do ajuste da válvula agulha na eficiência da turbina percebemos que há um ponto ótimo que ocorre quando a válvula está ajustada com onze voltas e a eficiência gira em torno de 33,3%. Este fato é explicado por nesse valor ter a melhor combinação entre vazão (traduzindo num maior torque e, consequentemente uma maior potência de eixo da turbina) e velocidade de jato da água trazendo um maior impulso a turbina aumentando assim também a potência de eixo que culmina no ponto máximo de eficiência.

Por fim, analisaremos a relação entre a velocidade do jato de água que incide nas pás da turbina Pelton com relação ao ajuste da válvula agulha. Pelo último gráfico percebemos que há uma certa variação acarretando em valores razoavelmente próximos, mas há um ponto que se destaca por um grande salto na velocidade de jato que é o ponto onde o ajuste está em onze voltas da válvula, isto é, começando com a válvula totalmente fechada gira-se a válvula onze vezes abrindo-a. Neste ajuste, alcança-se uma velocidade cerca de um metro por segundo maior que a média dos valores. Como mencionado no parágrafo anterior, este ajuste é um dos fatores que conferem uma maior eficiência à turbina. Além disso, percebemos que há uma tendência de que um aumento da abertura da válvula acarrete num aumento da velocidade de jato, porém é um aumento bem tímido diferente do aumento no ponto ótimo.

8 CONCLUSÃO

Com o experimento foi possível concluir várias confirmações empíricas sobre a turbina Pelton. Dentre elas podemos citar que a regulagem da válvula agulha possui grande influência em várias características da turbina que influem diretamente na eficiência, são exemplos: potência de eixo da turbina, vazão, torque e velocidade de jato. Concluímos também que há um ponto ótimo desse ajuste que confere uma maior combinação dos valores das variáveis as quais são parâmetros para o cálculo da eficiência e, assim, consequentemente, o ajuste confere o ponto ótimo de eficiência desta turbina quando comparamos com as demais condições de trabalho.

Além disso, vimos coeficientes que traduzem informações válidas para a compreensão da turbina Pelton que são: coeficiente de potência, coeficiente de carga e coeficiente de vazão. Tais coeficientes funcionam como indicadores e são extremamente relevantes para o estudo da turbina.

Por fim, conclui-se que o experimento trouxe uma visão mais ampla à cerca do funcionamento, aplicação e características sobre a turbina Pelton. Logo, como houve vários aprendizados neste experimento que tivemos de forma empírica conclui-se que o experimento foi satisfatório, pois sedimentou e complementou vários conhecimentos sobre máquinas de fluxo.