

TURBINA PELTON

I.1.OBJETIVO

- Introducir el principio de operación de una turbina hidráulica de impulso.
- Estudiar las características de funcionamiento de la turbina de impulso Pelton.

I.2.EQUIPO

TecQuipment H19 Pelton Turbine, Hydraulic Bench H1D, Nozzle, Pressure gage, Dynamometer.



Fuente: Propia

Fig. 1 Turbina Pelton

Otros elementos

Estroboscopio

Descripción de la instalación

Esta unidad de turbina está diseñada para mostrar el paso del agua por los álabes a través de una ventana transparente, y efectuar diversos experimentos modificando las diferentes variables de la turbina. La rueda de la turbina tiene 16 álabes (cucharas) y está montada sobre un eje que esta

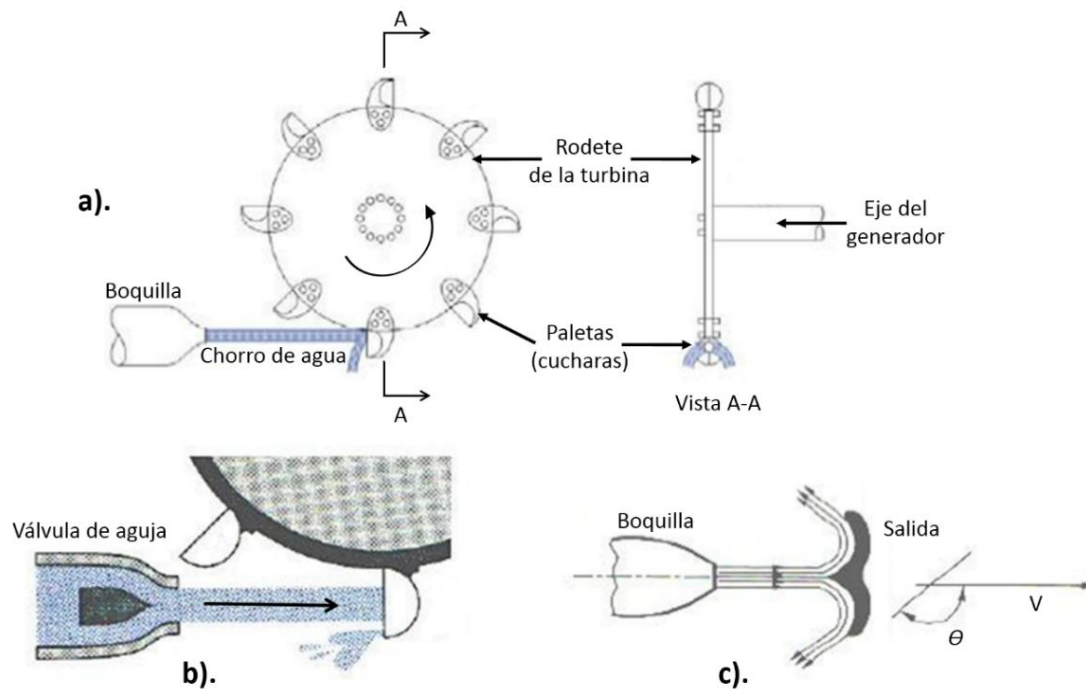
soportada por un cojinete en un lado y en el otro lado cubierta por una ventana de Plexiglás. El fluido entra a la turbina encajado a través de una boquilla convergente (inyector) equipada con una válvula de aguja para regular el caudal. La presión estática inmediatamente antes de la boquilla es tomada con un medidor. El aparato está equipado con un dinamómetro para medir el torque a la salida de la turbina. Un estroboscopio es utilizado para medir la velocidad de rotación de la turbina.

I.3.MARCO TEÓRICO

Las turbinas hidráulicas son utilizadas para convertir la energía del fluido (hidráulica) en energía mecánica. Tales turbinas son ampliamente utilizadas en instalaciones hidroeléctricas y en sistemas de almacenamiento de energía. Pequeñas turbinas hidráulicas son utilizadas también para recobrar energía en plantas desalinizadoras. Los dos tipos principales de turbinas hidráulicas son: las de reacción y las de impulso. En las de tipo de reacción parte de la caída de presión ocurre en los álabes fijos y la otra parte ocurre en el rodete de la turbina la cual está completamente llena de agua (KFUPM, s.f., p1). Por otra parte, una turbina de impulso primero convierte la presión alta a través de una boquilla (inyector) en un chorro de alta velocidad, el cual golpea los álabes de la turbina en una posición cuando pasa, tal como se muestra en la Fig. 2

Las turbinas de impulso son utilizadas en casos de cargas (diferencias de nivel) altas y relativamente baja energía de salida. En aquellas turbinas, la presión alta es limitada a la boquilla la cual convierte la carga en un chorro de agua a alta velocidad a la presión atmosférica (KFUPM, s.f., p2). La tasa de flujo en la boquilla es controlada por una válvula de aguja tal como se muestra en la Fig. 1b. El chorro golpea los álabes de la turbina (cucharas) e imparte una fuerza debido al cambio en el momento lineal del fluido. Las cucharas tienen una forma simétrica de doble salida tal como se muestra en la Fig. 1c, para

eliminar el empuje y la carga sobre el eje de la turbina.



Adaptado de: <http://faculty.kfupm.edu.sa/ME/haithamb/Experiment%206.pdf>

Fig. 2 Diagrama esquemático de la turbina de impulso

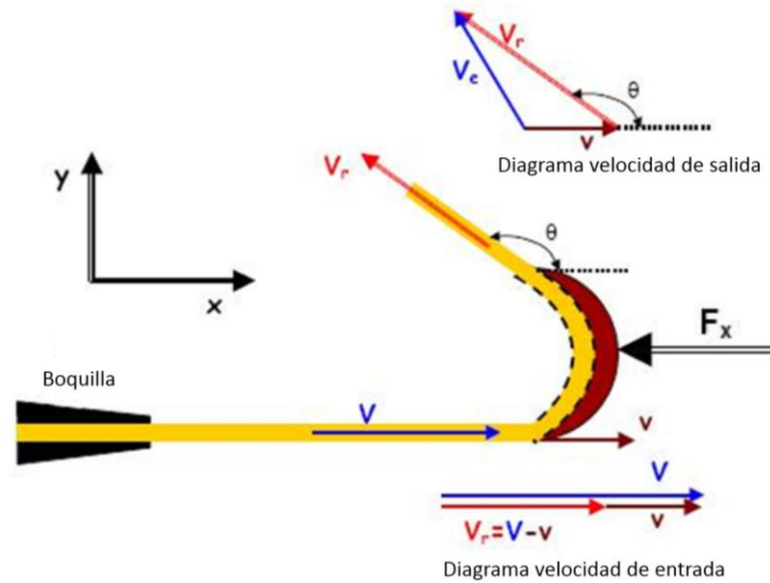
a) Vista lateral del rodete de la turbina y el chorro; b) Sección de la válvula de aguja; c) Vista en planta de la cuchara

Considerando el caso de un chorro de líquido de velocidad V que golpea un álabe curvo moviéndose con velocidad v tal como se muestra en la Fig. 3, el álabe desvía la corriente del líquido a través de un ángulo θ y V_x representa la velocidad del chorro relativa al álabe. El fluido deja el alabe con una velocidad absoluta V_e tal como se muestra en la figura (KFUPM, s.f., p2). Asumiendo que F_x representa la componente X de la fuerza ejercida por el álabe sobre el fluido se puede aplicar la ecuación de momentum para obtener:

$$-F_x = \dot{m}(V_{ex} - V) \Rightarrow F_x = \rho Q(V - V_{ex}) = \rho Q[V - (V_r \cos \theta + v)]$$

O

$$F_x = \rho Q(V - v)(1 - \cos \theta) \quad (1)$$



Adaptado de: <http://faculty.kfupm.edu.sa/ME/haithamb/Experiment%206.pdf>

Fig. 3 Diagrama esquemático mostrando los diagramas de velocidad a la entrada y salida de un álabe en movimiento

La fuerza que actúa sobre el álabe es igual y opuesta a F_x . La energía mecánica generada en este proceso se obtiene de:

$$P = F_x v = \rho Q v (V - v) (1 - \cos \theta) \quad (2)$$

En el caso de la rueda Pelton la componente y de la fuerza desaparece porque el álabe es simétrico (ver Fig. 2). De acuerdo con la ecuación (2) la energía máxima es obtenida cuando $\theta = 180^\circ$, sin embargo por consideraciones de diseño $\theta = 165^\circ$ (la principal razón es para evitar tener el fluido saliente impactando la siguiente cuchara), (KFUPM, s.f., p2).

Para una boquilla perfecta, la carga total sería convertida a energía cinética y esto resulta en $H = V^2/2g$ o $V = \sqrt{2gH}$. Sin embargo, debido a las pérdidas por velocidad del chorro es:

$$V = C_v \sqrt{2gH} \quad (3)$$

Donde C_v es el coeficiente de velocidad de la boquilla cuyos rangos están entre 0.92 y 0.98. La eficiencia teórica de la turbina de impulso puede ser expresada como:

$$\eta_{th} = \frac{\text{Energía mecánica a la salida}}{\text{Energía del fluido a la entrada}} = \frac{\rho Q v (V - v)(1 - \cos \theta)}{\gamma Q H}$$

Introduciendo el factor de velocidad periférica Φ tal que $\Phi = \frac{v}{\sqrt{2gH}}$ y utilizando la ecuación (3), se puede escribir la ecuación anterior de la forma:

$$\eta_{th} = 2\Phi(C_v - \Phi)(1 - \cos \theta) \quad (4)$$

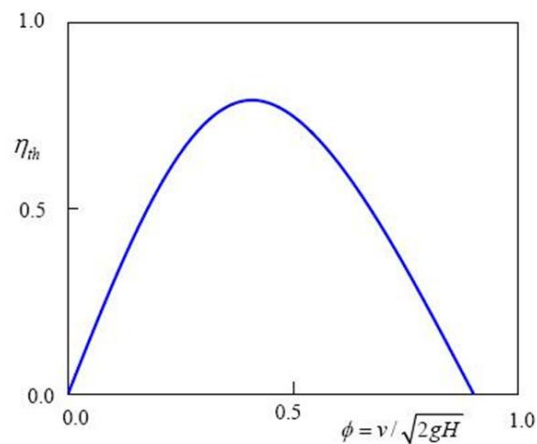
El valor de Φ que maximiza la eficiencia teórica se obtiene de:

$$d\eta_{th}/d\Phi = 0 \quad \Rightarrow \quad 0 = C_v - 2\Phi \quad \Rightarrow \quad \Phi = \frac{C_v}{2} \approx 0.47 \quad (5)$$

Asumiendo valores típicos para C_v y θ ($C_v = 0.94$ y $\theta = 165^\circ$) se puede obtener un valor máximo típico de la eficiencia teórica de acuerdo a la ecuación (4).

$$[\eta_{th}]_{\max} = 2 \times 0.47(0.94 - 0.47)(1 - \cos 165^\circ) \cong 86\% \quad (6)$$

La eficiencia máxima real para la turbina de impulso Pelton es menor que el valor anterior debido a: las pérdidas mecánicas, la fricción del fluido sobre la superficie del álabe, salpicaduras, y la no uniformidad del flujo adyacente a la cuchara. La eficiencia máxima para esta turbina puede estar ligeramente por debajo del 80%. La variación de la eficiencia teórica con la velocidad de rotación puede ser dibujada utilizando la ecuación (4) y mostrada en la Fig. 4. (KFUPM, s.f., p3).



Fuente: <http://faculty.kfupm.edu.sa/ME/haithamb/Experiment%206.pdf>

Fig. 4 Variación de la eficiencia teórica con el factor de velocidad periférica

I.4.PROCEDIMIENTO EXPERIMENTAL

- Coloque la turbina sobre el banco conectando la entrada de agua a la toma del banco hidráulico.
- Enchufar el equipo a una toma de corriente y accionar el interruptor general. Ajuste la válvula de aguja a la posición de completamente cerrada y la carga del dinamómetro completa.
- Con la bomba del banco hidráulico en marcha, abrir poco a poco la válvula del inyector, observando como la turbina comienza a girar hasta aproximadamente la mitad de la abertura.
- Con el variador de tensión regular la excitación de la dinamo consiguiendo frenar la turbina. Reduzca la carga del dinamómetro gradualmente hasta que la velocidad de la turbina alcance 100 rpm y registre la carga del dinamómetro F. Use el estroboscopio para medir la velocidad de la turbina.
- Utilizar los interruptores para aumentar o disminuir el consumo de energía eléctrica de la dínamo.

- f. Con los interruptores se pueden realizar todas las combinaciones posibles, de manera que se tengan 1, 2, 3 o las cuatro bombillas encendidas.
- g. Poner en marcha la turbina siguiendo los pasos explicados anteriormente.
- h. Establecer un caudal determinado, observando en el manómetro la presión a la entrada de la turbina.
- i. Medir el caudal utilizando el depósito volumétrico del banco.
- j. Utilizar el variador de tensión y los interruptores para hacer girar la turbina a diferentes velocidades de giro. Aumente la velocidad de la turbina en incrementos de 100 rpm y registre la carga en el dinamómetro en cada paso hasta alcanzar la máxima velocidad (aproximadamente 700 rpm) a la cual la carga sobre el dinamómetro se reduce a cero.
- k. Ajustar la válvula de aguja a la posición de completamente abierto y repetir el procedimiento.
- l. Para la lectura del par se utiliza el dinamómetro. Con la turbina parada se ajusta a cero (índice entre los dos tornillos), utilizando para ello bien la rosca de la parte superior del mismo o el contrapeso existente en el lado opuesto de la dinamo. Con la turbina en funcionamiento, se afloja el pomo de la parte superior del dinamómetro levantándolo hasta que el índice de la parte inferior coincida de nuevo con la posición inicial. En este punto se lee la fuerza ejercida (KFUPM, s.f., p4).

I.5.CALCULOS

- Obtener experimentalmente los diferentes puntos de funcionamiento de la turbina. Ajustar dichos puntos a una curva utilizando el método de los mínimos cuadrados u otro similar.
- Calcular la tasa de flujo, $Q = V/t$
- Determinar la carga total de la turbina de la ecuación $H = \frac{P}{\gamma} + \frac{V^2}{2g}$. Puesto que la velocidad V en la entrada del tubo es muy pequeña en comparación

con la velocidad del chorro, la carga de velocidad $(V^2/2g)$ puede ser desestimada y se puede escribir $H \approx \frac{P}{\gamma}$.

- Velocidad de giro (n), se lee la variable utilizando el detector de proximidad inductivo.
- Para cada velocidad el torque puede ser obtenido de la lectura del dinamómetro. Se obtiene el par multiplicando la fuerza ejercida por el motor sobre el dinamómetro por el brazo de palanca que hay desde el eje del motor hasta el dinamómetro. Torque (N.m) = lectura del dinamómetro x 0.0045.
- Calcular la potencia a la entrada de la ecuación: $P_{fluido} = \gamma QH$
- Calcular la potencia de salida o la potencia de freno de la ecuación:

$$B.P. = T\omega = (2\pi/60) * n * T$$

- Calcular la eficiencia real de la turbina de la ecuación:

$$\eta_{real} = P_{fluido} / B.P.$$

- Determine el valor del factor de la velocidad periférica Φ de la ecuación

$$\Phi = \omega R / \sqrt{2gH} = (\pi D_{rodete} * \eta / 60) (2gH)^{1/2} \quad \text{con } D_{rodete} = 102 \text{ mm.}$$

$$\Phi = 0.0012 \eta / (H)^{1/2}$$

I.6. ANÁLISIS Y DISCUSIÓN

1. Determinar las curvas características de para cada una de las dos posiciones de la válvula de aguja: Par (N.m) vs. Velocidad de giro (rpm), Potencia (W) vs. Velocidad de Giro (rpm), Rendimiento vs. Velocidad de Giro (rpm), Par (N.m) vs. Φ , Potencia (w) vs. Φ , Rendimiento vs. Φ , como también las curvas de isorendimiento.

2. Determinar la eficiencia máxima y el valor de ϕ para cada abertura de la válvula.
3. Dibuje la curva de la eficiencia teórica sobre la misma gráfica de Rendimiento vs. ϕ haciendo uso de la ecuación (4) y considerando $C_v = 0.94$ y $\phi = 165^\circ$.
4. ¿Qué causa el cambio en la eficiencia máxima entre los dos casos de abertura de la válvula de aguja?
5. ¿Se tiene algún cambio en la velocidad del chorro para los dos casos de la abertura de la válvula?
6. ¿Cuál es la ventaja de dibujar η_{real} vs. ϕ en vez de η_{real} vs. la velocidad de rotación N?
7. ¿Se puede hacer uso del análisis dimensional para obtener una expresión para la η_{real} ?

I.7.OBSERVACIONES

Si se anotan los valores del rendimiento en cada uno de los puntos con los que se han construido las curvas Potencia vs. Velocidad de Giro, se obtiene la familia de las curvas que tienen el mismo rendimiento. Algunas de estas curvas tienen la misma forma que las líneas de nivel de una colina en un plano topográfico. De esta forma se dispone en un mismo gráfico de información sobre la potencia, velocidad de giro, y el rendimiento.

I.8.BIBLIOGRAFÍA

Markland, E. (1994) "A first course in Hydraulics" by Emeritus Professor E. Markland, Published by TecQuipment Limited, 1994.

Experiment # 6, Pelton Impulse Turbine H16, King Fahd University of Petroleum & Minerals (KFUPM), ME: 316 Thermofluids Laboratory, <http://faculty.kfupm.edu.sa/ME/haithamb/Experiment%206.pdf> , recuperado y adaptado el 2 de noviembre de 2011.