

## **TORQUE Y CURVA DE POTENCIA DE UNA TURBINA DE TESLA CON UNA Y DOBLE ENTRADA**

J. Gonzalez<sup>1,2</sup>, C. Martinez<sup>1,3</sup> y A. Riveros Z.<sup>2</sup>

1 Instituto de Investigación en Energía no Convencional (INENCO). Facultad de Ciencias Exactas.  
Universidad Nacional de Salta. Avda. Bolivia 5150. Salta. Argentina. e-mail:  
josantogonzalez@gmail.com.

2 Facultad de Ingeniería. Universidad Nacional de Salta.

3 Facultad de Naturales. Universidad Nacional de Salta.

*Recibido 12/08/16, aceptado 08/10/16*

**RESUMEN:** En este trabajo se mide el par motor y la potencia mecánica de una turbina de Tesla con una y doble entrada en su estator. La utilización de un sistema basado en un freno de cuerda permite determinar el torque en el eje de la turbina y con dicho valor la potencia desarrollada por la máquina. Se utiliza aire comprimido y vapor de agua saturado como fluidos de trabajo. A presiones similares para dichos fluidos se trabaja con una entrada en una primera etapa y se completa el proceso habilitando la segunda entrada. Para esta última situación se observa un crecimiento considerable en la cantidad de vueltas del eje. Los resultados obtenidos permiten graficar la curva de torque y potencia en función de las revoluciones mostrando un valor máximo de potencia alcanzado.

**Palabras clave:** turbina, Tesla, freno de cuerda, torque, potencia.

### **INTRODUCCIÓN**

Una turbina es una máquina capaz de absorber energía de un fluido y a partir de éste devolver potencia mecánica en un eje. De acuerdo al intercambiador de energía entre el fluido y el eje este dispositivo se pueden clasificar en turbina convencional y no convencional, es decir con álabes y sin álabes respectivamente. Desde las primeras turbinas a vapor que fueron inventadas en el año 175 a.C. y hasta finales del siglo XIX las turbinas no tuvieron ninguna aplicación práctica. La primera aplicación patentada fue la del inventor sueco De Laval (Álvarez Flórez y Callejón Agramunt, 2002), con un desnatador centrífugo impulsado por una turbina de vapor. En ese mismo tiempo el ingeniero inglés Charles Parsons desarrolló una turbina de acción de vapor que fue utilizada como motor para impulsar barcos de gran tonelaje y simultáneamente en EE.UU. Charles Curtis ideó alternadores accionados por turbinas a vapor (Cabadas, 2012 y Abarca González, 2012).

La turbina de Tesla fue inventada por el Físico e Ingeniero serbio Nikola Tesla y patentada en 1913 (Tesla et al., 1913). Esta máquina de vapor aprovecha la energía proveniente de un flujo de vapor dinámico a ciertas condiciones de presión y temperatura para generar la rotación mecánica de un eje, eliminando luego el flujo residual por un conducto de salida (González Pérez, 2006). La turbina de Tesla tiene la particularidad de no poseer álabes en su rotor y en su lugar utiliza una serie de discos planos y paralelos unidos al mismo. La rotación del eje se realiza por el movimiento de un fluido que al ingresar a la carcasa sellada transfiere su energía a los discos (Cabadas, 2012). Las turbinas que se utilizan en las grandes centrales generadoras de potencia eléctrica son muy costosas (García, 2007) y precisan un control estricto del fluido de trabajo, con lo cual no se justifica su uso para satisfacer demandas de baja potencia. De aquí que la construcción y uso de alternativas que sean más económicas y de sencilla operación han tenido gran desarrollo; una de ellas es la turbina no convencional de Tesla. En un trabajo anterior se presentó la construcción y primeros ensayos de dicha turbina para turbinar vapor de concentradores térmicos lineales Fresnel (Martínez y González, 2014) y (Gea, M. et al, 2012). Cabe destacar que a la máquina presentada anteriormente se le realizó una modificación consistente en una segunda entrada de caudal másico de fluido. Para esta alteración en el estator no se han encontrado antecedentes de trabajos anteriores.

El uso de la máquina de Tesla es viable en aquellas aplicaciones que requieren baja potencia (Rice, 1965). En el interior de la turbomáquina la viscosidad y fricción del fluido a la pared de los discos son los fenómenos básicos que sustentan la rotación del eje (Schlichting, 1962). Así, este dispositivo hace un uso inusual de los efectos viscosos que se producen en el flujo de capa límite, mientras que en las turbinas clásicas convencionales los efectos viscosos del flujo son indeseables porque constituyen una fuente de pérdida de eficiencia. La turbina de Tesla es capaz de trabajar con cualquier tipo de fluido. La ventaja que presenta frente a las turbinas convencionales radica en ser pequeña, fácil de instalar, solo tiene un eje móvil y es reversible, es decir el sentido de giro en el eje se puede invertir simplemente inyectando el fluido en sentido contrario. La producción de energía eléctrica por medio de concentradores solares térmicos no escapa a la necesidad del uso de una máquina de vapor que turbine el fluido generado (Mills y Morrison, 2000). Debido a la dificultad para acceder a una turbomáquina convencional que se ajuste a las características del tipo de vapor proporcionado por un concentrador solar térmico de pequeñas dimensiones surge como factible el uso de la máquina de Tesla (Mendoza Larios, 2012).

La determinación del torque o par motor para una turbina hace referencia a la capacidad que tiene la máquina para transferir energía y trabajo a cualquier dispositivo que se acople al rotor de la misma. La potencia mecánica de la turbina redundará en la potencia eléctrica que se pueda generar. Resulta importante, entonces, la medida de dicho torque junto a la potencia alcanzada en toda máquina que realice trabajo, en especial para este tipo de turbinas (Tamir, 2011). En este sentido, trabajos de simulación han mostrado la dependencia del torque y la potencia con las revoluciones de la turbina, destacando por un lado la linealidad del decaimiento del torque, a medida que aumentan las RPM como así también la aparición de un intervalo pequeño en la cantidad de vueltas donde la potencia alcanza valores máximos (Abarca González, 2012).

Considerando los antecedentes antes mencionados y remarcando la importancia de establecer las prestaciones que puede entregar el prototipo de turbina de Tesla construido, éste trabajo plantea como objetivo obtener medidas del par motor y la potencia mecánica de la máquina.

## MÉTODO

El método utilizado para determinar el torque generado por la turbina y a posterior su potencia mecánica se basa en el uso de un freno de cuerda. Para ello se utilizó un dinamómetro circular con doble escala, una de 8 N y la otra de 24 N. Básicamente se enrolla un hilo en el eje de la turbina, dejando un extremo sujeto al dinamómetro y el otro a un lastre de referencia. De esta manera cuando el eje gira por efecto de la inyección de fluido en la turbina la cuerda enrollada frena el eje. El frenado ocurre por la fricción ocasionada entre el hilo y la superficie del eje en contacto con él. La Figura 1 muestra un esquema del sistema medidor junto a la foto del mismo.

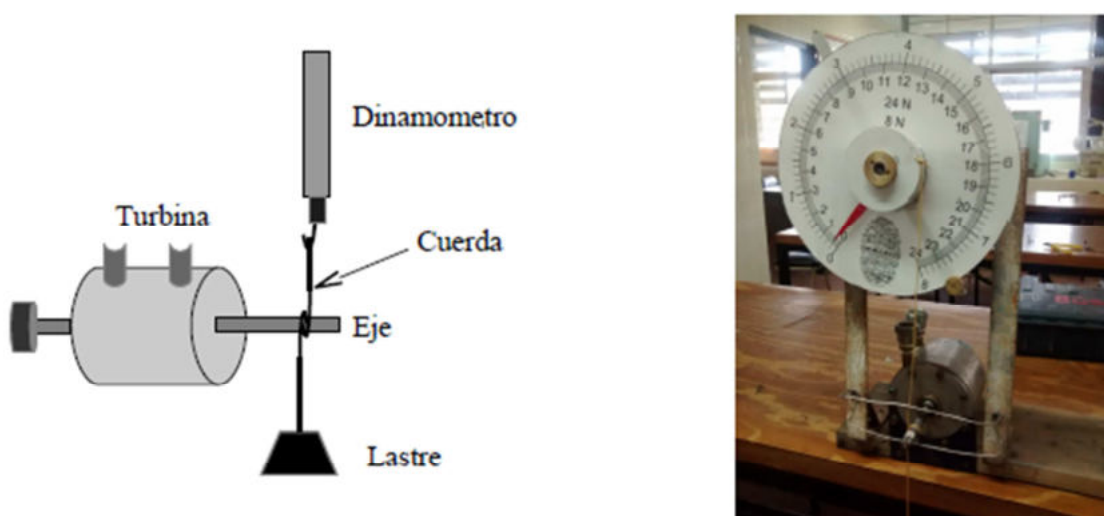


Figura 1. Esquema y foto del sistema utilizado para medir de forma indirecta la potencia.

En el esquema de la Figura 1 se puede apreciar la turbina de Tesla con la doble entrada de flujo, el eje con un volante inercial en uno de sus extremos y con la cuerda enrollada en el otro, el dinamómetro y el peso de referencia unidos a través de un hilo que atrapa el rotor de la turbina. El cambio en el valor del lastre cambia las condiciones para el par del eje. Por tanto, la forma de tomar las medidas se hizo cambiando los valores de masa para una determinada presión constante en la entrada de flujo en la turbina.

La turbina de Tesla con la cual se ensayó fue modificada en relación a un trabajo anterior (Martínez y González, 2014). La modificación consistió en posibilitar el aumento del “caudal” másico de fluido en la entrada de la máquina. La doble entrada de la turbina se puede observar en la foto de la Figura 2.



*Figura 2. Doble entrada en el estator de la turbina de Tesla.*

La forma de inyectar el fluido puede corresponder a una entrada activa y la otra no, mientras que también ofrece la posibilidad de poner en juego las dos entradas simultáneas o una primero y la otra después. El ingreso del fluido fue totalmente controlado. Cabe aclarar que cuando las dos entradas inyectan fluido a la turbina se cumple la conservación de la masa ya que no hay pérdidas en el sistema, es decir que en el caso de cañerías con igual diámetro la masa total se divide en partes iguales por las mismas.

Cuando la turbina está en funcionamiento, actúa la fricción sobre el eje y por tanto las tensiones en la cuerda se hacen presentes. Así, un valor constante del número de vueltas asegura la condición para registrar las medidas. Cuando se coloca el lastre en uno de los extremos de la cuerda, éste genera una tensión sobre la misma que se traduce en una fuerza hecha por la cuerda sobre el eje luego del primer enrollamiento. El otro extremo de la cuerda se anuda a un dinamómetro que genera lectura cuando el eje gira. La fuerza del dinamómetro y el peso del lastre, por tanto, son las reacciones de la cuerda frente a la fuerza de roce existente entre el eje y toda la superficie de la cuerda que está en contacto con él.

Las medidas directas de la experiencia se realizaron cuando el sistema en funcionamiento permite reconocer un número de vueltas constantes en el eje. El criterio mencionado se basa en el hecho de que cuando las RPM son constantes, la fuerza de arrastre del eje es igual a la resultante de las tensiones realizadas por la cuerda sobre el mismo. En otras palabras el torque generado por el eje es igual al torque generado por la resultante entre el dinamómetro y el peso de referencia. Así, bajo esa condición de equilibrio, se realizaron las medidas correspondientes.

Las magnitudes físicas que se midieron en cada ensayo fueron la fuerza del dinamómetro, la carga del lastre y el número de RPM. En función de dichas medidas la determinación de la potencia mecánica se sustenta en las ecuaciones siguientes.

La potencia mecánica de toda máquina en la cual se tiene un movimiento circular se determina por la ecuación (1).

$$P = \tau\omega \quad (1)$$

donde  $\tau$  es el torque o par motor del dispositivo que realiza el movimiento de rotación, que en nuestro caso es el rotor de la turbina y  $\omega$  su velocidad angular.

Sabiendo que la expresión del torque es:

$$\tau = RF\text{sen}\theta = \frac{D}{2}F \quad (2)$$

donde  $R$  es el radio del eje de la turbina,  $D$  su diámetro y  $F$  la fuerza neta que en este caso corresponderá a la diferencia entre la fuerza del dinamómetro y el peso del lastre. Por tanto la potencia se puede encontrar a partir de

$$P = \pi ND(F_D - W) \quad (3)$$

donde  $N$  es la frecuencia a la que gira el rotor y que proviene de tener en cuenta  $\omega = 2\pi N$ .

### RESULTADOS OBTENIDOS

Los ensayos se realizaron con aire comprimido y vapor de agua como fluido de trabajo. Para el caso de aire comprimido se usó un compresor de 2 HP con un tanque de reserva de 50 l, presión máxima de 8 bar y doble salida regulable de presión, mientras que para generar vapor de agua se utilizó una caldera instalada en la Planta Piloto de la Facultad de Ingeniería de la Universidad Nacional de Salta con una capacidad de 60000 Kcal/h, producción de vapor de 107 kg/h y presión de trabajo máxima 7 kg/cm<sup>2</sup>. La metodología para realizar las mediciones fue fijar una determinada presión de entrada de flujo y para la misma tomar los datos ya descritos. Cabe aclarar que el dato del diámetro del eje es un dato único por el hecho ensayar con una misma turbina. En la figura 3 se muestran fotos de los sistemas mencionados.

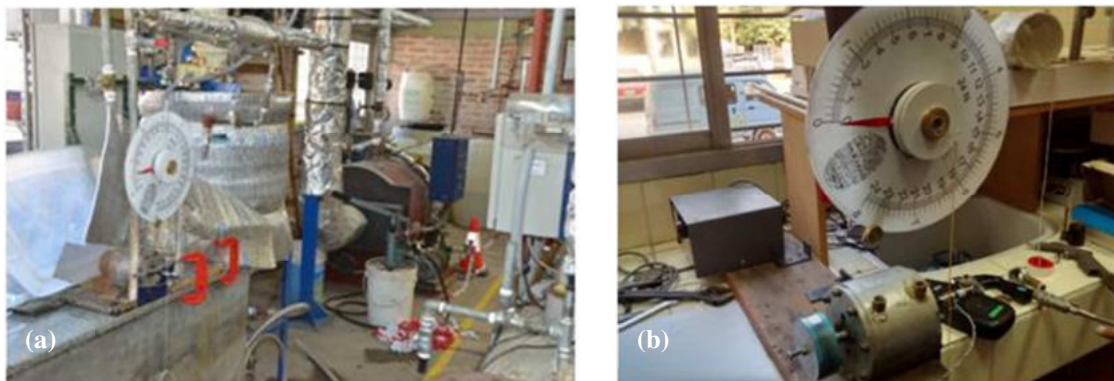


Figura 3. Sistema completo con caldera para vapor y compresor con aire comprimido. (a) Caldera de vapor con cañerías aisladas. (b) Detalles de las pistolas que inyectan aire.

En la Figura 3(a) se observa el montaje de las experiencias en la Planta Piloto, en donde se trabajó con la caldera de vapor con las cañerías térmicamente aisladas que transportaban vapor de agua hacia la entrada de la turbina. En la 3(b) se puede apreciar el montaje de las experiencias en las que se midió usando aire comprimido.

La toma de datos para los ensayos con aire comprimido arrojaron los siguientes valores volcados en la tabla 1.

Presión 0,3 Mpa	Entrada Simple		Entrada Doble	
	Peso Lastre (N)	RPM	Potencia (W)	Potencia (W)
0,44	2246	4560	2,24	5,54
0,54	568	2951	0,73	4,89
0,64	444	2323	0,61	4,02
0,74	192	1812	0,25	4,60

Tabla 1. Comparación de potencia para una y doble entrada con aire.

En la tabla se aprecia los valores de RPM y potencia para diferentes valores de carga tomados con una y dos entradas. La columna peso lastre corresponde a dichos valores de masa que se cuelga del extremo de la cuerda opuesto al dinamómetro. La Figura 4 muestra esta parte del sistema medidor.



Figura 4. Lastre del sistema que permite variar la carga.

Los resultados para el torque generado por la turbina trabajando con aire comprimido para simple y doble entrada de fluido se muestran en la Figura 5. Se aclara que la toma de datos se realizó haciendo girar el eje con la inyección sobre una entrada y una vez alcanzada RPM constantes se habilita la segunda entrada.

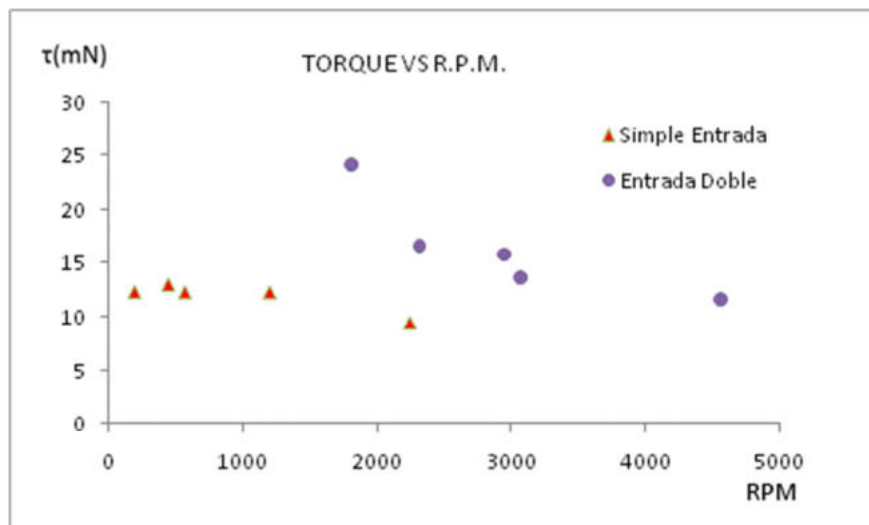


Figura 5. Dependencia del torque con las vueltas del rotor a una presión constante de 0,3MPa.

En la Figura 5 los triángulos hacen referencia a la entrada simple y los círculos a la doble. Se puede apreciar un decaimiento en ambos casos del torque a medida que aumenta el número de vueltas. Debe tenerse en cuenta que la presión es constante y que cada punto de la grafica corresponde a una magnitud distinta del lastre colocado. Se destaca que en ambas situaciones a medida que la carga aumenta disminuye las RPM ya que el eje es sometido a un esfuerzo mayor. Por tanto este esfuerzo se traduce en un mayor torque a los efectos de satisfacer la condición de número de vueltas constantes. Los resultados que se presentan en la Figura 5 indican que para el caso del ingreso del fluido por la doble entrada el torque aumenta considerablemente con respecto a la situación en que se determina el torque con entrada simple. La razón de tal situación es que los discos de la turbina se exponen a un mayor caudal y en consecuencia mayor fricción sobre los mismos que ocasionan el aumento de la fuerza de arrastre del rotor.

Tanto la Figura 5 como los datos de tabla 1 muestran que en la condición de mayor lastre las RPM alcanzada en las de simple entrada es el 11 % respecto de las alcanzadas en las experiencias con doble entrada (1812 RPM vs 192 RPM). En esta misma comparación se observa que el torque es 2,5 veces mayor en la situación de doble entrada.

En la Figura 6 se grafican los resultados de la tabla 1 que muestran las potencias en función de las RPM para diferentes lastres manteniendo la presión de aire constantes.

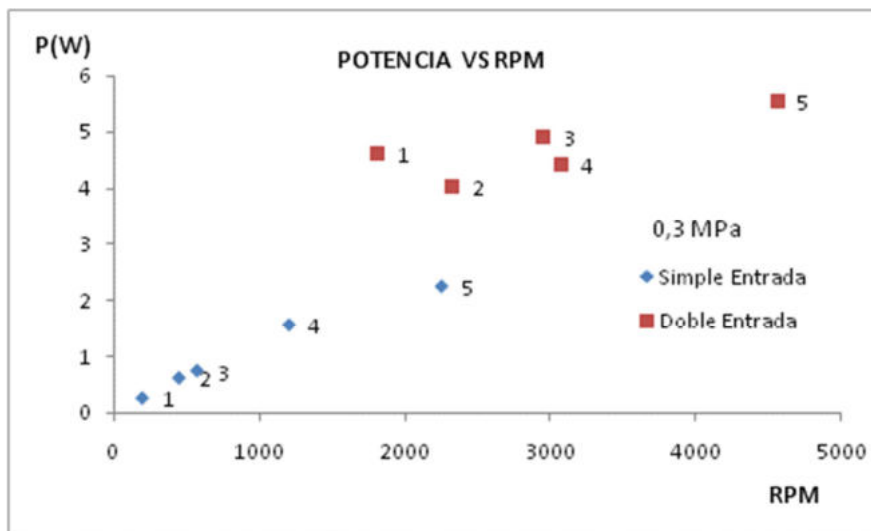


Figura 6. Gráfico de la Potencia en función de las RPM.

De la Figura anterior se observa el crecimiento de la potencia con el aumento de las RPM hasta 2300 vueltas aproximadamente para entrada simple y hasta 4700 para doble entrada. Los datos de la Figura 6 se correlacionan directamente con los de la Figura 5 debido a que los primeros dependen de los segundos a través de la ecuación (1). De observar la Figura es evidente el crecimiento en las RPM para una misma carga y presión al habilitar la segunda entrada de fluido estando la primera previamente activa.

Para el ensayo realizado con vapor de agua se pudo tomar datos para tres presiones de trabajo y aumentar el número de mediciones. Esto se debió a que se pudo tener mayor control en los valores de presión constante. Esta es una característica de la caldera que no se pudo realizar con el compresor debido a la recuperación tardía del mismo en función de su gasto de aire. De hecho el máximo control de presión constante para el compresor se tuvo en 0,3 MPa, de allí los datos presentados con aire.

La Figura 7 y 8 respectivamente muestran la dependencia del par motor y potencia con la cantidad de vueltas para el ensayo con vapor.

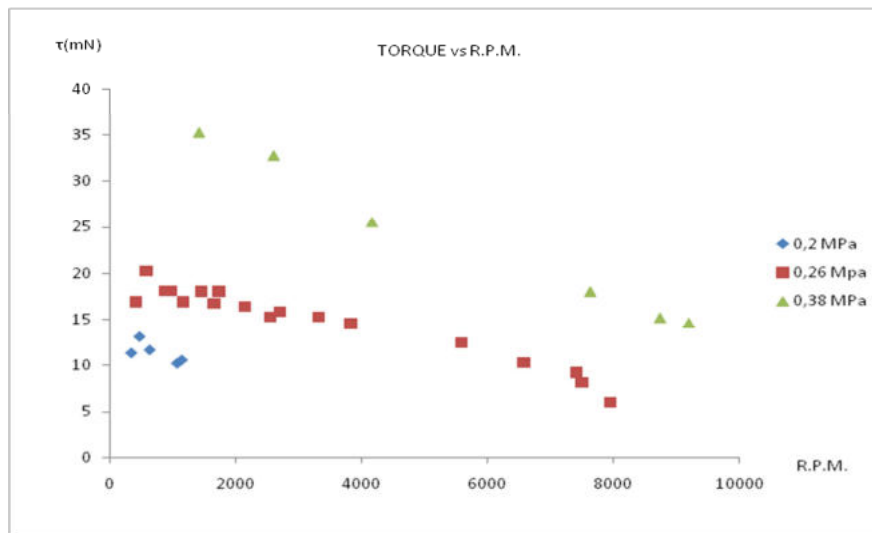


Figura 7. Gráfico del torque en función de las RPM para vapor.

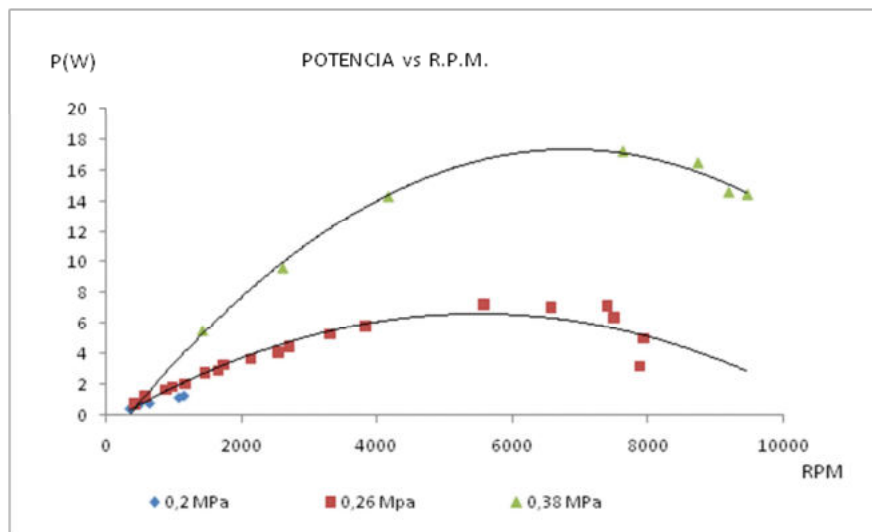


Figura 8. Gráfico de la potencia en función de las RPM para vapor.

La Figura 7 repite la tendencia de la Figura 5 en relación a la variación del torque en función de las RPM para vapor de agua. Los ensayos con vapor permiten asegurar que, para una misma carga, a mayor presión el torque es aun mayor a bajas revoluciones. Esto es de esperar simplemente porque el aumento de presión aumenta el efecto de capa límite sobre los discos en los que impacta el fluido y por ende, una vez más, crece el torque del rotor. Otro dato proporcionado por la figura que se analiza es que el torque continua disminuyendo a medida que aumentan las revoluciones. Por otro lado la diferencia que se observa en la densidad de datos tomados para 0,2 MPa respecto a 0,26 y 0,38 MPa se asocia a que para baja presión de trabajo el aumento en la cantidad carga limita el giro del eje.

La Figura 8 es la más representativa de los ensayos realizados. Los datos para una presión de 0,2 MPa presentan una naturaleza análoga a los encontrados con aire comprimido, sin embargo los correspondientes a 0,26 y 0,38 MPa muestran la presencia de un intervalo en la cantidad de vueltas para las cuales se tiene valores máximos de potencia alrededor de 17 W y 7500 RPM para 0,38 MPa y 6 W y 5600 RPM para 0,26 MPa. La potencia es baja para valores pequeños de velocidades de giro del rotor en cualquiera de las presiones utilizadas, principalmente debido a que la potencia es el resultado del producto del torque con la velocidad mencionada. Así a pesar de que para RPM del orden de 1000 se tiene grandes torques la cantidad de vueltas es pequeña. Por otro lado para valores de

RPM mayor a 7000 vueltas la potencia vuelve a caer lo que es consecuente con el descenso del torque que no es compensado con el aumento de la velocidad del eje.

## CONCLUSIONES

Se pudo cumplir los objetivos propuesto obteniendo valores de torque y potencia de un prototipo de Turbina de Tesla utilizando un dinamómetro de freno de cuerda, bajo diferentes condiciones: aire y vapor de agua; presiones de trabajo entre 0,2 y 0,4 MPa; diferentes lastres y para condiciones de una y doble entrada de flujo.

Se comprobó que el torque y la potencia aumentan a medida que aumenta la presión ejercida por los fluidos de trabajo en ambas situaciones. Además el par motor y la potencia desarrollada por la turbina son siempre mayores para los dos fluidos cuando trabaja con doble entrada respecto a las condiciones de simple entrada.

Se determinó que a diferentes presiones de trabajo, el torque y la potencia desarrollada por la turbomáquina fueron siempre superiores con vapor de agua que con aire comprimido.

Considerando los resultados obtenidos en este trabajo hasta el momento se plantea la construcción de una turbina de Tesla de mayores dimensiones y la optimización en el ingreso de fluido a la misma que permita aumentar la potencia y el torque a los fines de generar electricidad de baja potencia para posibles aplicaciones prácticas.

## REFERENCIAS

- Abarca González, F. (2012). *“Análisis Computacional del torque en función de la tasa de giro en la turbina de Tesla de aire”*. Tesis de Ingeniería Civil Mecánico. Universidad de Chile.
- Cabadas, E. (2012). *“Fabricación, pruebas y simulación numérica del flujo en una turbina Tesla”*. Tesis de Ingeniería Mecánica. Facultad de Ingeniería Mecánica. Universidad Michoacana de San Nicolás de Hidalgo. México.
- García, M. (2007). *“Mejoras Tribológicas en Turbinas de Vapor”*. PEMEX, Noveno Congreso y ExpoInternacional de Ductos.
- Gea, M., Saravia L., Placco C., Hongn M., Altamirano M., Fernández C., Caso R., Tilca F., Bárcena H. (2012). *“Diseño y estado de avance de la construcción de un concentrador fresnel lineal de 270 m<sup>2</sup>”*. Revista Avances en Energías Renovables y Medio Ambiente. Vol 16, pp. 03.79-03.86.
- Martínez, C. y González, J. (2014). *“Construcción y primeros ensayos de una turbina de tesla para generación de energía eléctrica a partir de un sistema concentrador solar térmico”*. Asociación Argentina de Energías Renovables y Ambiente. Vol. 2. pp. 3.109-3.114.
- Mendoza Larios, J. (2012). *“Diseño de una Turbina sin álabes con enfoque de optimación”*. Tesis de maestría en ciencias. Centro Nacional de Investigación y Desarrollo Tecnológico. Departamento de Ingeniería Mecánica. México.
- Mills, D. y Morrison, G. (2000). *“Compact Linear Fresnel Reflector Solar Thermal Power Plants”*. Solar Energy Vol. 68, No.3, pp. 263 – 283.
- Rice, W. (1965). *“An Analytical and Experimental Investigation of Multiple-disk Turbines”*. Journal of Engineering for Power. pp 29–36.
- Tamir, A. 2011. *“Tesla Turbine Torque Modeling. For Construction of Dynamometer and Turbine”*. Tesis para Master of Science. University of North Texas.
- Tesla, N. (1913). *“Turbine”*. Estados Unidos Patente no. 1061206.
- Álvarez Flórez, J. A. y Callejón Agramunt, I. (2002). Máquinas térmicas motoras. Volumen II. Universidad Politécnica de Catalunya. Barcelona. Primera Edición.
- González Pérez, J. (2006) *“Turbomáquinas”*. Mecánica de Fluidos. Escuela Politecnica Superior de Ingeniería de Gijón. Universidad de Oviedo
- Schlichting, H. (1962). *“Boundary Layer Theory”*. McGraw-Hill Book Co., Inc., New York, NY, Fourth Ed., p-547.



**ABSTRACT:** In this paper, the motor torque and the mechanical power of a Tesla turbine featuring a single- and double stator inlets are measured. A rope brake-based system permits the determination of the turbine shaft torque whose value is used for measuring the power generated by the device. Compressed air and saturated water steam are used as working fluids. Under similar pressures, these fluids are used in a first stage in only one inlet and the process is later completed with the use of the second inlet. In the latter scenario, an increased number of shaft spins is observed. With the obtained results, the torque curve and the power are plotted in terms of the revolutions and the maximum value of power is shown.

**Keywords:** Turbine, Tesla, rope brake, Torque, Power.