
Generación de Energía Eléctrica a través de una Turbina Wells para dispositivos portátiles.

Alfredo Santa U. Ingeniero Mecánico Universidad EAFIT, Colombia.
Alvaro E. Pinilla. Profesor Titular.

Departamento de Ingeniería Mecánica Universidad de Los Andes, Bogotá-Colombia.

Resumen

El artículo describe el proceso teórico de diseño y construcción de una Turbina Wells a pequeña escala, necesaria para producir 50_w en un generador de imanes permanentes previamente diseñado. Se presentan los resultados preliminares encaminados a caracterizar el desempeño mecánico de la turbina a través del estudio de su comportamiento de arranque y su eficiencia bajo flujo estable unidireccional semi-cerrado. Las mediciones incluyen la energía neumática disponible, la velocidad axial del flujo de aire y la velocidad rotacional. El análisis de cada una de estas variables se encuentra orientado al adecuado montaje del sistema generador turbina y a la construcción de un dispositivo futuro para producir las condiciones de flujo oscilante (PWECS: Pneumatic Wave Energy Conversion Systems) que permitirán el funcionamiento de la turbina.

Palabras Claves

Turbina Wells, Turbo-maquinaria, Generación de Energía, Aerodinámica, Energía de las Olas.

NOTACIÓN

B	Número de Aspas
c	Longitud de cuerda
C_L	Coefficiente de sustentación
C_D	Coefficiente de arrastre
D	Fuerza de Arrastre
F_x	Componente de fuerza axial
F_T	Componente de fuerza tangencial
h	Relación diámetros del cubo y del disco
I	Momento de inercia
l	Longitud cables
L	Fuerza de sustentación
p	Presión estática
P	Potencia
Q	Flujo de aire
Re	Número de Reynolds $\frac{(\sqrt{(\Omega R)^2 + U^2}) \cdot c}{\nu}$
R	Radio de la turbina
r	radio, elemento variable
T	Torque
T^*	Coefficiente de torque $\frac{T}{\rho \cdot \Omega^2 \cdot R^5}$
U^*	Coefficiente de flujo $\frac{U}{\Omega \cdot R}$
U_t	Velocidad inducida
U	Velocidad de la corriente de aire
V_{EFEC}	Velocidad efectiva
V_{geom}	Velocidad geométrica

W_R	Peso sistema rotación
Δp_o	Caída de presión a través de la turbina
Δp_o^*	Coefficiente de presión $\frac{\Delta p_o}{\rho \cdot \Omega^2 \cdot R^2}$
α	Angulo de ataque
φ_o	Angulo de velocidad efectiva
η	eficiencia $\frac{T \cdot \Omega}{\Delta p_o \cdot Q}$
ρ	densidad del aire bajo condiciones actuales
σ	Solidez de la turbina
Ω	Velocidad angular
$\dot{\Omega}$	Aceleración angular
λ	Velocidad específica de rotación $\frac{1}{U^*}$
ν	Viscosidad cinemática del aire
τ	Periodo de oscilación

1. INTRODUCCIÓN

La turbina Wells es el dispositivo aerodinámico utilizado para extraer la energía cinética generada por un flujo oscilante de aire; como el que se presenta al desplazar una columna de aire por acción de las olas. Para aprovechar esta forma de energía el rotor de la turbina Wells consiste en un determinado número de aspas con perfiles simétricos, distribuidos alrededor de un cubo central. Esta característica de construcción

induce un sólo sentido de giro en la turbina independiente de la dirección de flujo de aire que incida sobre ella. [Figura No. 1] **(Raghunathan y Beattie, 1996)**

La turbina Wells debe extraer la energía cinética disponible del aire sin cambios bruscos en su velocidad de rotación; esto se refleja en una transmisión de un movimiento rotacional uniforme representado en potencia mecánica al eje del generador. Las pérdidas mecánicas deben ser mínimas para garantizar una potencia final en el generador eléctrico de 50_w d.c.

En la experimentación se caracteriza el desempeño de la turbina bajo condiciones de flujo estable unidireccional semi-cerrado, establecido por su comportamiento de arranque en desbrote, su eficiencia final, la potencia producida en el eje y la caída de presión en la corriente de aire.

La utilización de las turbinas Wells en sistemas de generación de energía a pequeña escala es aún limitada; principalmente en países en vía de desarrollo, debido a la falta de recursos involucrados en el estudio de fuentes alternativas de energía. Este proyecto representa los primeros esfuerzos realizados en nuestro país para el estudio y aplicabilidad de los conceptos de la turbina Wells

Este documento hace parte de un proceso de investigación efectuado por los autores como cumplimiento de una tesis de Maestría (Santa) asesorado por (Pinilla). Se hace constante referencia a un documento previamente publicado por los autores. **(Santa, Lozano, y Pinilla, 2002)**

2. DISEÑO TEÓRICO DE LA TURBINA

2.1. Diseño aerodinámico

La extracción de energía en el rotor de la turbina implica un cambio en el momento angular de la corriente de aire; este cambio ocurre por la interacción existente entre el flujo de aire y los alabes de la turbina. El adecuado diseño de una turbina Wells consiste en producir una componente de energía cinética rotacional después de la turbina, lo más reducida posible. Esta reducción se ve reflejada en la obtención de un flujo de aire axial y en una caída de presión (Δp_o) aproximadamente lineal respecto al flujo de aire (Q). La componente de energía cinética rotacional queda entonces representada por la velocidad inducida (U) al flujo de aire. **(Pinilla, 1985)**

Para el diseño aerodinámico de la turbina se recurre a la teoría de conservación del momentum angular en combinación con el análisis individual de un elemento

de aspa. (*Blade Element Theory*) En la Figura No. 2 se ilustran las velocidades y las componentes de las fuerzas que actúan sobre un elemento de aspa de la turbina.

El diseño aerodinámico de la turbina se encuentra caracterizado en primera medida por el diseño que deben tener las aspas para extraer la energía disponible de la corriente de aire. Con la teoría de conservación del momento angular y las fuerzas aerodinámicas inducidas en el perfil, se obtiene la geometría óptima de las aspas representada en la distribución de la longitud de cuerda (c) del perfil a lo largo del radio de la turbina. **(Santa, Lozano, y Pinilla, 2002)** Para asegurar que la caída de presión sea constante a lo largo del disco de la turbina, la longitud de cuerda debe cumplir con la expresión No. 2.1

En la expresión No. 2.1 se involucra un coeficiente de sustentación (CL_{OPTIMO}) que es determinado en el punto de mayor relación (C_L/C_D) para un determinado ángulo de ataque del perfil. En la Figura No. 3 se ilustra la geometría óptima que deben tener las aspas de la turbina para cumplir con las condiciones anteriores.

$$\frac{B \cdot c \cdot CL_{\text{óptimo}}}{4 \cdot \pi \cdot r} = \Delta p_o^* \cdot \frac{1}{\sqrt{1+(U^*)^2}} \cdot \frac{1}{\left(1 + \frac{\Delta p_o^*}{2} \cdot \left(\frac{2+(U^*)^2}{1+(U^*)^2}\right)\right)} \quad (2.1)$$

2.2. Análisis adimensional

Para determinar las dimensiones preliminares de la turbina se recurre a los resultados experimentales reportados en **(Curran y Gato, 1997)**, en los cuales se determina la eficiencia para varios rotores Wells. El procedimiento experimental se realiza bajo condiciones de flujo cerrado.

Realizando un análisis adimensional, se pueden determinar (5) grupos adimensionales que caracterizan el funcionamiento de la turbina. Estos son función de la densidad del fluido (ρ), la velocidad axial del aire (U), el radio de la turbina (R), la caída de presión (Δp_o), la velocidad angular (Ω) y el torque (T). Los números obtenidos son conocidos como coeficiente de flujo (U^*), coeficiente de presión (Δp_o^*), coeficiente de torque (T^*) y número de Reynolds (Re). Estos números se convierten en los parámetros iniciales para el diseño de la turbina.

El quinto número adimensional es definido como la eficiencia de la turbina, determinada a través de la

relación entre la potencia mecánica y la energía neumática disponible. Existe un número adimensional adicional el cual determina la geometría de la turbina Wells. Este es conocido como la solidez (σ), la cual es definida como la relación entre el área ocupada por las aspas y el área total descrita por la turbina. **(Santa, Lozano, y Pinilla, 2002)** Para el caso de la turbina Wells la solidez es representada a través de la siguiente expresión:

$$\sigma = \frac{B \cdot c}{\pi \cdot R \cdot (1 + h)} \quad (2.2)$$

La solidez determina igualmente el comportamiento de arranque de la turbina. Para valores bajos de solidez, la turbina es incapaz de acelerar a la velocidad final de operación cuando parte desde el reposo. Este fenómeno es conocido como (*crawling*) y es evitado garantizando un valor mínimo de solidez de 0,60. **(Raghunathan y Tan, 1981)** Este alto valor de solidez se reflejan en un diámetro del cubo grande en comparación con el diámetro de la turbina.

Con los grupos adimensionales anteriores, se realiza un procedimiento de similitud geométrica representado en el aseguramiento de la solidez (σ) de la turbina y la relación entre los diámetros del cubo y de la turbina (h). [Tabla No. 1]

Tabla No. 1 Grupos adimensionales (Curran y Gato, 1997)

Grupo	Valor
ΔP_o^*	0,330
T^*	0,04
U^*	0,120
λ	8,33
η^*	59,5%
Re	7,43E5
Solidez (σ)	0,640
Relación (h)	0,680

Como primera aproximación se define un diámetro para la turbina de 300_mm; valor que es elegido con base a experimentación previa y considerando aspectos como portabilidad y tamaño final del dispositivo sugerido. Con este diámetro se requiere una velocidad de rotación de 2500_rpm para obtener una potencia mecánica final de 50_W, definida en los objetivos del proyecto. **(Santa, Lozano, y Pinilla, 2002)**

El diseño geométrico preliminar presentado en **(Santa, Lozano, y Pinilla, 2002)** es optimizado para los

resultados previos obtenidos en el generador eléctrico. El número de aspas reportado en **(Curran y Gato, 1997)** es modificado a un número final de (6) sin modificar la solidez del rotor de la turbina. Esta simplificación se refleja en el incremento de la longitud de cuerda del perfil y por ende en su espesor. El incremento en el espesor del perfil facilita la construcción y forma de sujeción de las aspas al cubo de la turbina. Con las modificaciones anteriores, se obtiene para las condiciones atmosféricas de Bogotá los resultados finales de diseño para la turbina:

Tabla No. 2 Diseño preliminar (Santa, Lozano, y Pinilla, 2002)

Parámetro	Valor
Diámetro exterior	300_mm
Diámetro del cubo	200_mm
Longitud de cuerda	84_mm
Torque	0,198_N·m
Potencia mecánica	51,78_W
Caída de presión	492,25_Pa
Velocidad axial del aire	4,71_m/s
Flujo de aire	0,179_m ³ /s
Energía neumática	88.15_W
Eficiencia global	59.8%

Finalmente con los resultados mostrados a través de los grupos adimensionales anteriores, se verifica la geometría preliminar del rotor con ayuda de las ecuaciones teóricas presentadas en **(Santa, Lozano, y Pinilla, 2002)**. Estos datos son complementados con el cálculo teórico de velocidad inducida (U_t), ángulo de ataque ($\alpha = \varphi_o$), factor de diseño ($B \cdot c \cdot CL_{OPTIMO} / 4 \cdot \pi \cdot r$), coeficiente de flujo (U^*), y velocidad necesaria de la corriente de aire (U).

3. CONSTRUCCIÓN DE LA TURBINA

3.1. Construcción de las aspas

Las aspas son el elemento encargado de extraer la energía disponible de la corriente de aire. Para evitar variaciones en la velocidad de diseño; la superficie de las aspas debe ser lo más perfecta posible, debido a que variaciones en la superficie o en la geometría inducen un desprendimiento prematuro de la capa límite y como consecuencia pérdidas aerodinámicas.

La consideración inicial en la selección del perfil es determinada por la relación existente entre su coeficiente de sustentación (C_L) y el coeficiente de arrastre (C_D). Para la turbina Wells en consideración se elige de manera preliminar un perfil NACA 0018 con una relación C_L/C_D de 37,2 a un ángulo de ataque de 8° y un número de Reynolds de 1,6E5. **(Pinilla, 2001)**

Para facilitar el procedimiento de construcción de las aspas, el diseño de la turbina presentado en la figura No. 3 es simplificado bajo la condición de longitud de cuerda constante. Esto permite la construcción de las aspas en madera corrigiendo las inconsistencias que se presentan en su superficie adicionando una capa de tapa-poros y (2) capas exteriores de laca convencional. Geométricamente la longitud de cuerda final es de 84_mm con una desviación aproximada de 1_mm. El peso de un elemento de aspas es de 33,4_grs con una desviación de 1,7_grs aproximadamente.

Finalmente para sujetar cada una de las aspas al cubo de la turbina considerando que el espesor máximo de las aspas es de 15,12_mm, se recurre a dos tornillos cabeza de Avellan con diámetro de 3/16" y de 1/8" con una longitud de 3". Cálculos realizados para determinar el esfuerzo de estos elementos debido a la fuerza centrífuga no evidencian fallas por tensión.

Las aspas son dispuestas alrededor del disco de la turbina de modo que sus pesos individuales contribuyan al balanceo del sistema; la máxima diferencia en peso encontrada para los elementos de aspas es de 4,40_grs. Esta diferencia es corregida con el balanceo estático del sistema.

3.2. Construcción del disco de la turbina

Debido al bajo torque desarrollado por la turbina (0,198_N) para la velocidad final de diseño, se requiere que el cubo contribuya a través de su inercia a la rotación del generador ensamblado a la turbina. El peso del cubo contribuye de igual forma a evitar la existencia de cambios bruscos en la velocidad de rotación especialmente bajo flujo oscilante.

El cubo es construido a partir de una placa de aluminio de 200 X 200_mm con un espesor de 3/4". Para facilitar el montaje de las aspas al cubo de la turbina, este es construido en forma hexagonal con cada uno de sus lados de 100_mm y entre sus aristas más alejadas se logra el diámetro sugerido de 200_mm. De igual forma las aspas deben construirse con una longitud de 57,4_mm con el fin de cumplir el diámetro final sugerido. El peso final del cubo de aluminio es de 0,7_Kg, de modo que el peso final del rotor incluyendo elementos de sujeción es de 0,9_Kg. [Foto No. 1]

Para sujetar el disco de turbina a un eje de rotación como el del generador, se emplea un cuñero rectangular fabricado en aluminio de 3/32" x 3/32" requerido para un eje con diámetro de 7/16". Los cálculos elaborados para el torque a transmitir no evidencian una falla por cizalladura o por aplastamiento en los elementos de sujeción.

3.3. Construcción del direccionador de flujo (Spinner)

El cubo en un disco de turbina Wells ocupa un área grande respecto al área total de la turbina. Dicha área se convierte en una zona muerta en la cual incide el flujo de aire produciendo una fuerte caída de presión y pérdidas aerodinámicas en las aspas. Con el fin de obligar al flujo de aire a incidir directamente sobre las aspas se fabrica un direccionador de flujo o Spinner, el cual es enfrentado directamente al cubo de la turbina. [Figura No. 4]

El Spinner es construido en cartón corrugado con un diámetro de 200_mm y un largo de 410_mm; largo que permite que el flujo se corrija axialmente antes de incidir sobre las aspas de la turbina. Para producir una menor caída de presión, el Spinner se enfrenta al flujo con una esfera de diámetro de 200_mm construida en poliestireno expandido. Finalmente el Spinner es fijado por (4) soportes a una sección del túnel de viento que es utilizado para la experimentación. [Foto No. 2]

3.4. Apartes de la construcción del generador Sacado de (Santa, Lozano, y Pinilla, 2002)

Para transformar la energía cinética rotacional suministrada por la turbina, se construye un generador eléctrico de imanes permanentes. Este se encuentra conformado por un núcleo magnético en el cual se disponen simétricamente alrededor (8) bobinas de 16 vueltas conectadas en serie. El rotor es construido a partir de un volante de motocicleta marca NIPÓN DENSO, el cual contiene (4) imanes dispuestos radialmente. [Foto No. 3]

El voltaje generado es rectificado con una conexión de diodos de onda completa con una capacidad de 25_A. La onda final producida es finalmente corregida para obtener un voltaje de suministro homogéneo; a través de dos condensadores de 6800 y 4700_μF conectados en paralelo a la salida del generador.

Los datos experimentales obtenidos muestran la posibilidad de extraer una potencia eléctrica de 60,51_W d.c. a una velocidad de rotación de 2245_rpm¹.

4. MONTAJE EXPERIMENTAL

El flujo axial de aire necesario para producir el giro de la turbina es suministrado por un túnel de viento en la Universidad de Los Andes y adecuado para las condiciones de la turbina Wells. El flujo de aire es

¹Para mayor información del estudio completo ver: <http://mecanica.uniandes.edu.co/~apinilla>. Tesis en línea

producido por un ventilador SIEMENS de 3600_rpm al cual se modifica su velocidad a través de un variador ALTIVAR 66. El rango de velocidad del ventilador para el cual se induce un giro de la turbina es de 1740 a 3600_rpm.

El túnel de viento se encuentra fabricado en lámina galvanizada con un diámetro de 300_mm y con la configuración mostrada en la figura No. 5. El túnel es previamente calibrado midiendo la velocidad de flujo y la caída de presión en diferentes puntos del sistema obteniendo una velocidad máxima de 20_m/s a 3600_rpm del ventilador. Las presiones de velocidad y presiones estáticas son medidas a través de un tubo Pitot estándar conectado a un manómetro inclinado DWYER de 0 a 3 pulgadas de agua con una resolución de 0,02.

La velocidad del flujo de aire que incide sobre las aspas es medida en el punto P1 de la sección de descarga del túnel; sin embargo debido a la existencia del Spinner sólo puede realizarse (4) mediciones en la periferia del Spinner. La presión estática antes de la turbina la cual determina a Δp_o , es medida igualmente en el punto P1 y se supone constante en toda la sección. [Figura No. 5]

La turbina es ensamblada sobre un eje de 1/2" de diámetro soportado en sus extremos por dos rodamientos 608 2Z y 6000 2Z. Este sistema se monta sobre un banco rígido de madera que permite balancear estáticamente el sistema adicionando pesos de 2_grs en (3) aspas consecutivas. Este balanceo mejora considerablemente el comportamiento dinámico de la turbina al reducir las vibraciones sobre el banco y sobre la estructura del túnel. [Foto No. 4]

Para realizar las pruebas experimentales a la turbina con el montaje experimental diseñado, debe considerarse una luz de 8_mm aproximadamente entre la sección de descarga del túnel y la turbina. Esta luz garantiza un flujo de aire sobre las aspas controlando la caída de presión en el ventilador.

La velocidad de rotación de la turbina es medida con ayuda de una lámpara estroboscópica HELIO-STROB con una resolución de 0,1_rpm. Con este tipo de instrumentos se debe colocar una marca sobre el cubo de la turbina con el fin de eliminar la posibilidad de medir armónicos de velocidad.

Para determinar el comportamiento de arranque de la turbina en desboque, se ensambla en la parte posterior del eje de rotación de la turbina un motor de 12_V previamente calibrado con ayuda de un torno CNC, demostrando un comportamiento lineal del voltaje en un rango de velocidad de 170 a 1290_rpm. Este motor es utilizado como generador suministrando un voltaje que es recolectado por un osciloscopio FLUKE 105B.

[Foto No. 4] Los datos entregados son analizados y filtrados a través de un proceso de convolución, para determinar el comportamiento de la aceleración angular en la turbina.

4.1. Determinación del momento de inercia de la turbina

El momento de inercia determina la fuerza requerida para rotar la turbina alrededor de su eje de rotación. Para determinar su valor numérico, la turbina se suspende en un montaje en forma de péndulo trifilar el cual se hace oscilar para medir su frecuencia de oscilación. Conocido la frecuencia y por ende el periodo de oscilación, el momento de inercia puede ser determinado por la expresión 4.1. (Mabie y Ocvirk, 1957)

$$I = \frac{W_R \cdot R^2 \cdot \tau^2}{4 \cdot \pi^2 \cdot l} \quad (4.1)$$

En esta expresión se considera en el peso total del sistema (W_R); el peso del eje de rotación, los rodamientos y la turbina. La variable (l) define la longitud de los cables de suspensión fijados a 120° en los extremos de las aspas. [Foto No. 5]

5. RESULTADOS EXPERIMENTALES BAJO FLUJO SEMI-CERRADO

5.1. Comportamiento de arranque en desboque

Para determinar en primera medida el comportamiento de arranque de la turbina, se requiere conocer la velocidad máxima que esta puede alcanzar sin estar sometido su eje de rotación a cargas externas. La velocidad tope que la turbina puede alcanzar bajo estas condiciones es conocida como velocidad de desboque. Los resultados experimentales muestran que esta velocidad es de 1640_rpm y el tiempo empleado por la turbina para alcanzarla es de 1,32 minutos. [Figura No. 6]

La aceleración angular a la cual es sometida la turbina principalmente en el rango de arranque de 0 a 1,32_min, es determinada a través de la pendiente en cada punto de la curva de desboque de la siguiente forma:

$$\dot{\Omega} = \frac{\Delta\Omega}{\Delta T} \quad (4.2)$$

Conociendo la aceleración y velocidad angular de la turbina en cada instante de tiempo puede determinarse

junto al momento de inercia, el torque producido por la turbina a través de la expresión No. 4.3. (**Stacey y Musgrove, 1983**) Los resultados obtenidos para determinar el momento de inercia son reportados en la tabla No. 3.

$$T = \Omega \cdot \dot{\Omega} \cdot I \quad (4.3)$$

Tabla No. 3 Determinación momento de Inercia

Variable	Valor
Peso (W_R)	1,493_Kg
Radio (R)	0,150_m
Frecuencia	1,090_Hz
Periodo (τ)	0,918_ciclos/seg
Longitud de cables (l)	0,230_m
Momento de inercia (I)	0,031_Kg·m ²

5.2. Comportamiento de la eficiencia en desboque

La eficiencia se encuentra definida como la relación entre la energía mecánica suministrada por la turbina y la energía neumática disponible de la corriente de aire. Los resultados experimentales reportados en (Curran y Gato, 1997) muestran un valor máximo de la eficiencia de 59% a un coeficiente de flujo de 0,120. [Figura No. 7]

La curva de eficiencia es construida a partir de los resultados experimentales arrojados por la curva de arranque de la turbina, las mediciones de presión estática antes de la turbina (109,49_Pa), el flujo axial de aire en el túnel de viento (0,273_m³/s), y la velocidad incidente del aire sobre las aspas (6,96_m/s). En la tabla No. 4 se compilan estas mediciones para diferentes velocidades del ventilador.

Tabla No. 4 Resultados experimentales túnel de viento

$\Omega_{\text{Ventilador}}$	3600	3400	3200	3000	2820
Ω_{Turbina} (rpm)	1640	1542	1398	1319	1214
U (m/s)	6,96	6,47	5,95	5,61	5,12
Δp_o (Pa)	109,49	109,49	104,51	99,54	89,58
$\Delta p_o \cdot Q$ (W)	29,93	27,83	24,41	21,91	18,00
Q (m ³ /s)	0,273	0,254	0,234	0,220	0,201

Los resultados experimentales obtenidos para la turbina en consideración indican una eficiencia de 57% a un coeficiente de flujo U^* de 0,320, obtenido a una velocidad de rotación de 1390_rpm. En la figura No. 8

se puede observar el comportamiento obtenido para la eficiencia de la turbina.

Los datos teóricos pronostican una velocidad incidente del flujo de aire sobre las aspas de 4,71_m/s para producir un giro de 2500_rpm en la turbina; actualmente se presenta valores de velocidades más altos con tendencia a un comportamiento lineal. Si se conserva este comportamiento se requerirá una velocidad axial del aire de 9,88_m/s para producir el giro esperado de 2500_rpm. Este comportamiento se ve relegado en el aumento del coeficiente de flujo en un 38%.

La caída de presión representada en (Δp_o^*) muestra un comportamiento aproximadamente lineal respecto al flujo de aire (U^*). La leve variación en el comportamiento se debe a la simplificación de la geometría. Para el coeficiente de flujo de 0,320 el coeficiente de presión Δp_o^* es de 0,30. Este valor indica que se esta produciendo una caída de presión a través de la turbina similar a la referencia utilizada para el diseño.

5.3. Comportamiento del número de Reynolds

Debido a que el número de Reynolds (Re) tiene una influencia directa en la eficiencia final obtenida, es importante determinar el comportamiento que este tiene sobre la turbina. Asumiendo que la velocidad inducida (U_i) a la corriente de aire es pequeña; se obtiene para el coeficiente de flujo obtenido, un número de Reynolds de 1,92E5. Valor cercano al valor crítico donde ocurre la transición de capa límite laminar a turbulenta. Es deseable obtener una capa límite turbulenta debido a que es más difícil su desprendimiento desde el perfil. [Figura No. 9]

5.4. Comparación con resultados teóricos

Los valores teóricos sugeridos en (**Santa, Lozano, y Pinilla, 2002**) son comparados respecto a los datos experimentales obtenidos para la máxima velocidad de desboque. En la tabla No. 5 se muestran las variables geométricas tenidas en cuenta para el diseño de las aspas, obtenidas a partir de los datos experimentales de velocidad de flujo (U).

Para una velocidad de 1390_rpm; valor 50% por debajo del valor esperado de diseño y donde los resultados experimentales arrojan el mayor valor de eficiencia, se obtiene un ángulo de ataque ($\alpha = \varphi_o$) de 16.08°. Valor 50% superior al punto donde se ubica la relación C_L/C_D elegida para el perfil. Estos resultados muestran un comportamiento que se encuentra bien encaminado respecto a lo esperado teóricamente.

Tabla No. 5 Resultados experimentales para 1640_rpm

r	$V_T = \Omega r$ (m/s)	u_t (m/s)	ϕ_0 (°)	V_{EFEC} (m/s)	U^*
0,100	17,17	3,36	18,73	21,67	0,405
0,105	18,03	3,20	18,15	22,34	0,386
0,110	18,89	3,05	17,60	23,01	0,368
0,115	19,75	2,92	17,07	23,71	0,352
0,120	20,61	2,80	16,56	24,42	0,338
0,125	21,47	2,68	16,08	25,14	0,324
0,130	22,33	2,58	15,61	25,86	0,312
0,135	23,18	2,49	15,17	26,60	0,300
0,140	24,04	2,40	14,75	27,34	0,289
0,150	25,76	2,24	13,96	28,85	0,270

6. CONCLUSIONES

En el montaje experimental propuesto se evalúan las condiciones de la turbina bajo flujo semi-cerrado. En este tipo de flujo, la turbina causa inicialmente que el flujo que se le aproxima reduzca su velocidad incrementando su presión estática (p_1). Al atravesar el flujo de aire la turbina; se le permite al flujo retornar al valor de la presión atmosférica causando una disminución adicional de la velocidad del aire. (**Sharpe, 1988**) La velocidad después de la turbina se disminuye a 1/3 de la velocidad incidente (U), permitiendo extraer sólo una fracción de $24/27^2$ de la energía disponible de la corriente de aire. (**Dunn, 1986**) Este fenómeno produce que la potencia producida por la turbina Wells bajo estas condiciones sea menor a los valores teóricos y se reduzca la velocidad final de desboque.

Los resultados obtenidos de la turbina muestran un buen comportamiento respecto a los valores teóricos; las diferencias significativas encontradas se presentan en los valores relacionados con las condiciones del túnel de viento. La velocidad axial de la corriente de aire (U) y en el flujo de aire (Q), determinados a partir de un manómetro inclinado con una resolución de $0,02''$ H₂O. Cometer un error de esta magnitud implica errores admisibles en la velocidad del flujo de aire de $\pm 3,24$ m/s. Teniendo en cuenta esta afirmación es correcto pensar que el coeficiente de flujo U^* se encuentre cercano a los valores teóricos de diseño. Para corroborar dicha afirmación las mediciones de velocidad de flujo deben ser verificadas con un instrumento de mayor resolución.

La eficiencia final obtenida es de 57% resultado obtenido a partir de la energía disponible en el túnel de viento (29,93_W), y de la energía mecánica

aprovechada (17_W). Si la energía disponible en el túnel se aumentará al valor teórico de diseño de 88,15_W, es muy posible que se pueda obtener el objetivo de 50_W en el generador eléctrico a 2500_rpm. Sin embargo considerando la curva característica del ventilador actual, esto no sería posible debido a que la caída de presión generada por la turbina reduce considerablemente el flujo de aire en el túnel.

7. INVESTIGACIÓN FUTURA

La turbina Wells considerada tiene como objeto suministrar una potencia mecánica al generador de imanes permanentes para obtener una potencia eléctrica final de 50_W d.c., para ser utilizada en boyas marinas o radios militares. Como primera medida debe optimizarse las condiciones mecánicas del generador tales como la fricción y la resistencia al movimiento como consecuencia de generación eléctrica.

La influencia de las oscilaciones del flujo incidente de aire tienden a mejorar las características de arranque de la turbina (**Raghunathan y Tan, 1982**); bajo esta afirmación debe establecerse el comportamiento de la turbina bajo condiciones PWECS. De igual forma se debe evaluar las condiciones de la turbina bajo flujo cerrado para acercarse al estudio realizado a las condiciones reales de operación de la turbina.

Las condiciones de flujo de aire sobre la turbina Wells pueden optimizarse construyendo el encerramiento de flujo en forma de tubo Venturi. Este permitiría obtener velocidades sobre las aspas mucho más altas a partir de fuentes de baja velocidad.

Debido a las limitaciones y restricciones presentadas en la etapa experimental, los esfuerzos futuros deben ir encaminados a mejorar las condiciones del montaje a través de la instrumentación y el desempeño del ventilador.

Finalmente puede refinarse los modelos teóricos para el diseño de la turbina y establecer las condiciones teóricas de flujo, con ayuda de paquetes computacionales. Comparando con el comportamiento experimental aquí obtenido.

8. REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- Curran, R., Gato, L.M.C.** The Energy conversion of several types of Wells turbine designs. *Proc. Instn. Mech. Engrs, Part A*, 1997, 211, 133-145.
- Dunn, P.D.** Renewable Energies: Sources, Conversion and Application. *IEE energy series Vol. 2, Peter Peregrinus Ltd.*, 1986, 290-336.

² 24/27, Límite de Betz. HAWT (Horizontal axis wind turbine)

Mabie, H., Ocvirk, F. Dynamics of machinery. *Jhon Wiley & Sons, inc.*, 1957, 268-271; 318-322.

Pinilla, E., Alvaro. Wind Powered Pumping Systems for Colombia. *Reading University*, 1985, 43-66.

Pinilla, E., Alvaro. Diseño de turbina Wells. *Documento Interno de Trabajo Universidad de los Andes*, 2001.

Raghunathan, S., Beattie, W., C. Aerodynamic performance of contra-rotating Wells turbine for wave energy generation. *Proc. Instn. Mech. Engrs, Part A*, 210, 1996.

Raghunathan, S., Tan, C., P. Performance of the Wells turbine at starting. *Journal of energy*, 1982, 430-431, No.6, ISSN 0146-0412.

Sharpe, D., J. Layman's Guide to the aerodynamics of Wind Turbines. *Wind energy conversion*, 1988, 229-242.

Santa, A., Lozano, M., Pinilla, A. Generación de Energía Eléctrica con Turbinas Wells. *Revista de Ingeniería, Universidad de los Andes Bogotá-Colombia*. No. 7, Mayo de 2002, ISSN 0121-4993.

Stacey, G., Musgrove, P., J. The performance of Rutherford 6_m diameter vertical axis wind turbine, including the effects of various binning techniques and averaging periods, *Reading University*, 1983

9. GRAFICAS ANEXAS

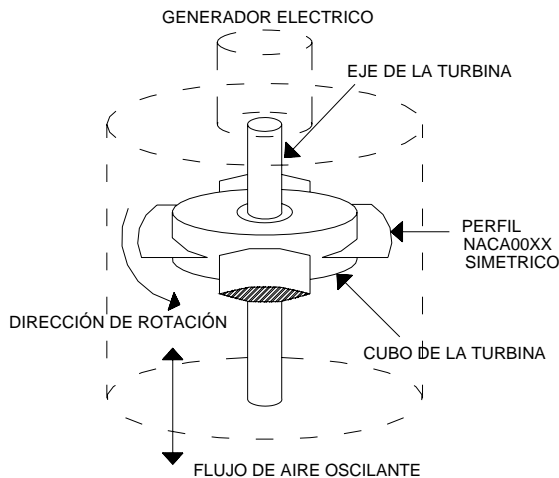


Figura No. 1 Diagrama esquemático de una turbina Wells. (Raghunathan y Beattie, 1996)

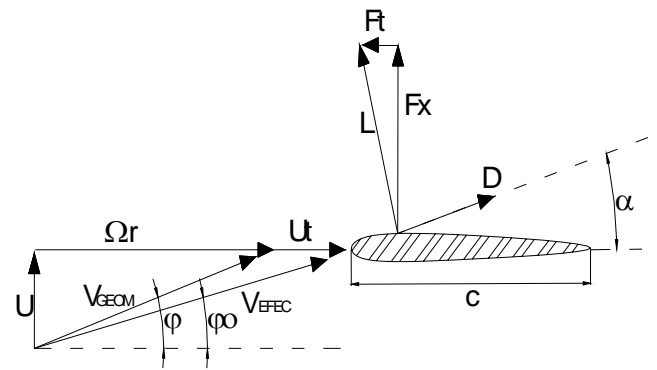


Figura No. 2 Velocidades y fuerzas aerodinámicas sobre perfil. (Pinilla, 1985)

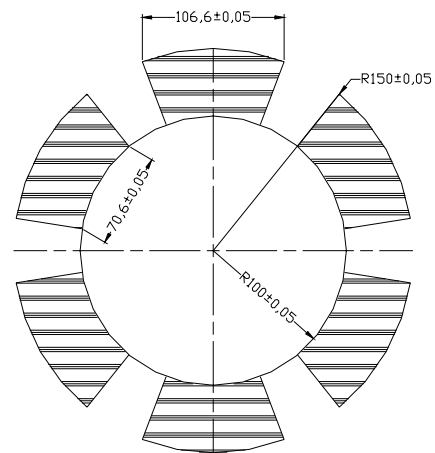


Figura No. 3 Diseño óptimo de las aspas de la turbina.

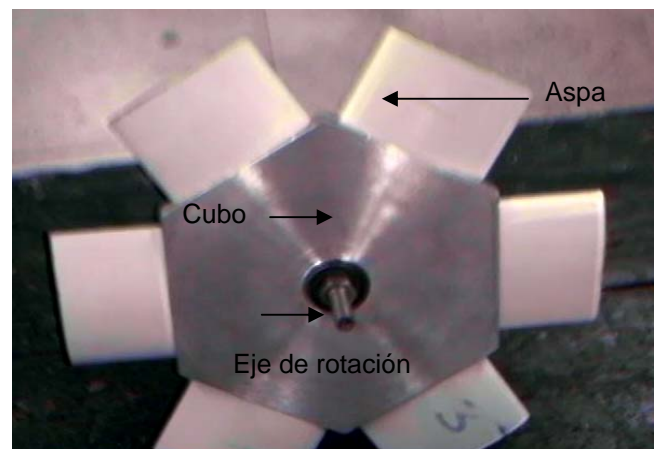


Foto No. 1 Disco de turbina Wells ϕ 300_mm

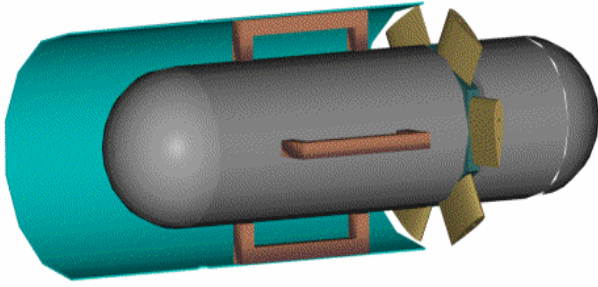


Figura No. 4 Construcción del Spinner ϕ 200 X 410_mm

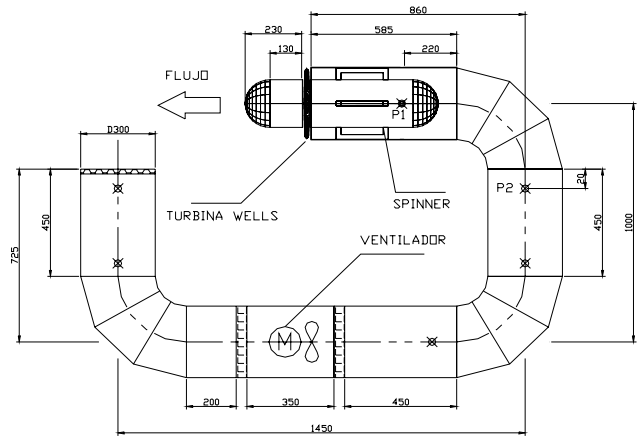


Figura No. 5 Esquema del túnel de viento utilizado



Foto No. 2 Spinner posterior para la turbina Wells

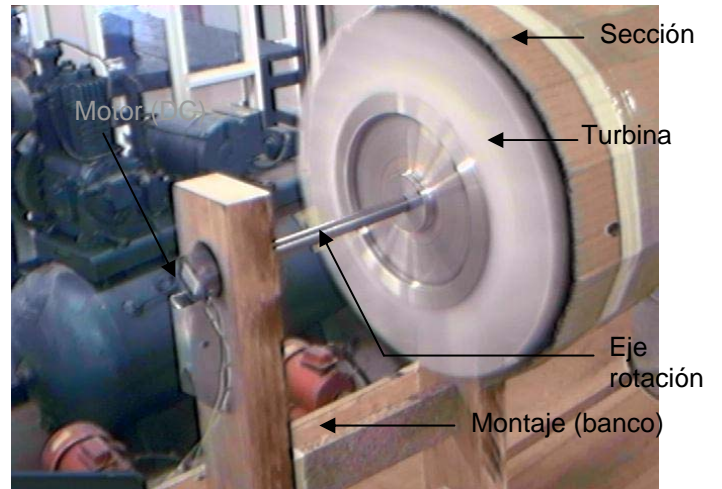


Foto No. 4 Montaje de la turbina Wells en el túnel

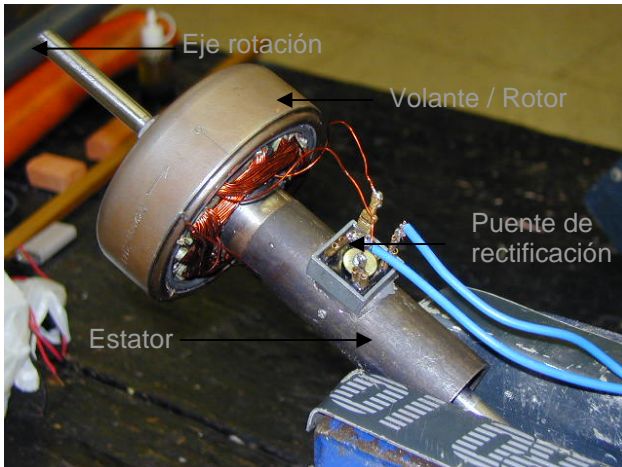


Foto No. 3 Generador Construido (Santa, Lozano, y Pinilla, 2002)

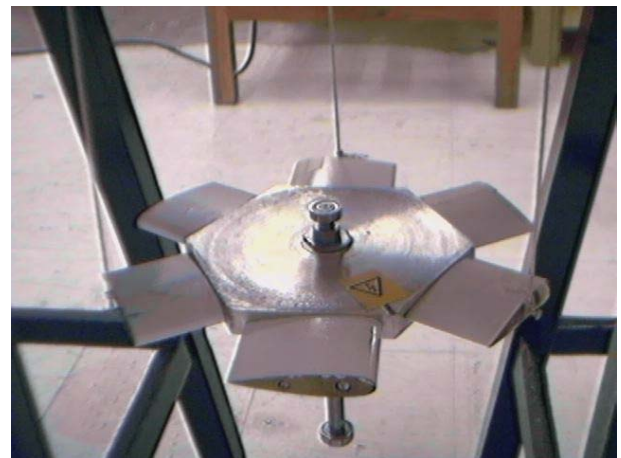


Foto No. 5 Montaje para determinar momento inercia (I)

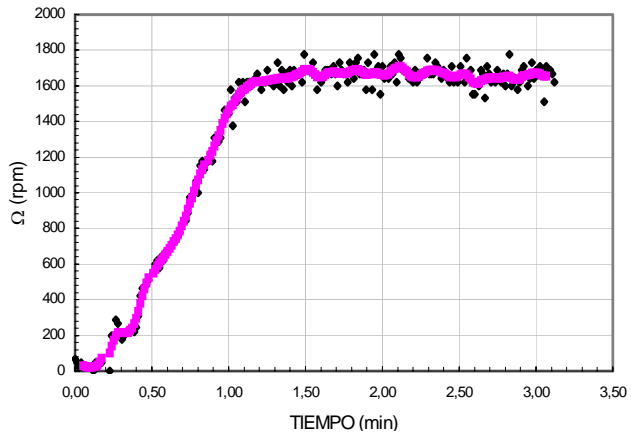


Figura No. 6 Curva de arranque de la turbina en desboque

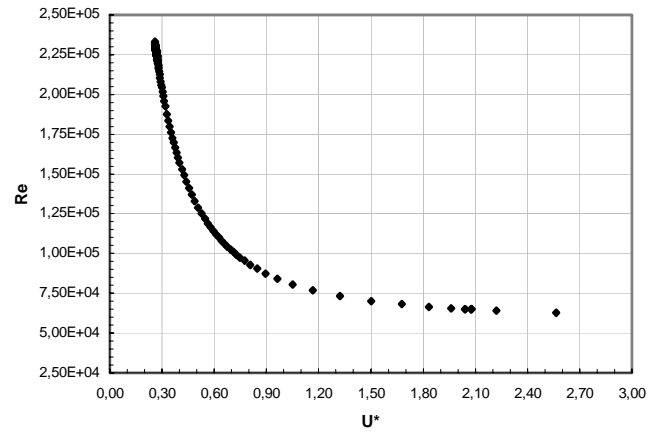


Figura No. 9 Comportamiento del Número de Reynolds (Re)

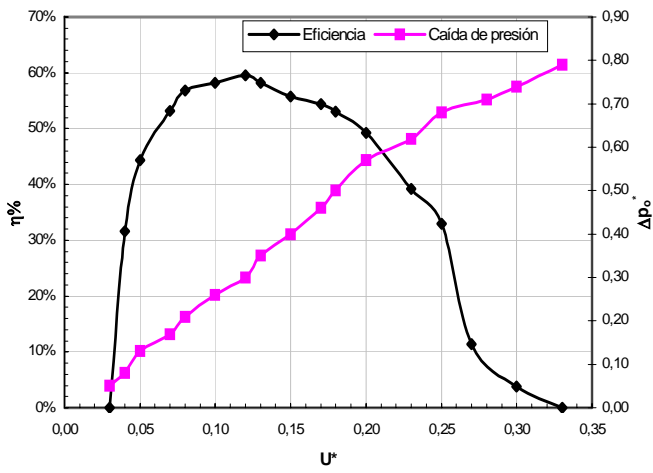


Figura No. 7 Curva de eficiencia para un disco monoplaneo ϕ 590 mm (Curran y Gato, 1997)

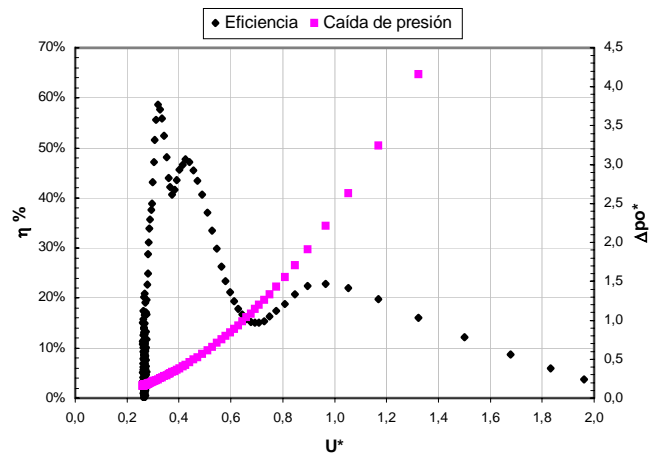


Figura No. 8 Curva de eficiencia de la turbina en desboque

