

DISEÑO, CONSTRUCCIÓN E INSTALACION DE UN TÚNEL DE VIENTO PARA PRUEBAS DE PEQUEÑOS AEROGENERADORES

DESIGN, CONSTRUCTION AND INSTALLATION OF A WIND TUNNEL FOR TESTS OF SMALL WIND GENERATORS

Salome Gonzáles Chávez¹, William Urcuhuaranga Jesús², José Chiroque Baldera³

RESUMEN

El presente artículo está referido al diseño, construcción y puesta en funcionamiento de un Túnel de Viento de circuito abierto, instalado en el Laboratorio de Energía de la Facultad de Ingeniería Mecánica de la UNI, el mismo que sirve para investigación y pruebas experimentales de aerogeneradores modelo, realizando evaluaciones para la mejora del sistema de orientación, seguridad de turbina y optimización del generador eléctrico de imanes permanentes. Este Túnel fue instalado en Julio del 2008, por acción específica de Convenio entre la Facultad de Ingeniería Mecánica, FIM-UNI y SOLUCIONES PRACTICAS-ITDG, como parte de las investigaciones conjuntas en el desarrollo y optimización de pequeños aerogeneradores para la electrificación de poblaciones rurales aisladas del Perú. El túnel consta básicamente de tres partes: el colector, la cámara de estancamiento y el difusor; los cálculos de diseño se realizaron empleando las ecuaciones de flujo compresible. Como resultado del adecuado diseño, se obtuvo que el túnel alcanza una velocidad máxima de ensayo de 15 m/s con el modelo de prueba, velocidad más que suficiente para los ensayos requeridos.

Palabras clave.- Túnel de viento, Colector, Cámara de estancamiento, Difusor, Ventilador extractor, Aerogenerador, Pruebas.

ABSTRACT

This article is referred to the design, construction and functioning of a Wind Tunnel opened, installed in the Energy Laboratory of the Mechanical Engineering Faculty, Universidad Nacional de Ingeniería, FIM-UNI, it used to research and experimental tests of wind generator models, testing circuit performing evaluations to improve the system of orientation, safety of turbine and permanent magnet generator optimization. This tunnel was installed in July 2008, by specific action of agreement between the Mechanical Engineering Faculty, FIM-UNI and SOLUCIONES PRÁCTICAS-ITDG, as part of the joint research in the development and optimization of small wind turbines for the electrification of isolated Peruvian rural populations. Tunnel basically consists of three parts: collector, stagnation chamber and diffuser; calculations were made using compressible flow equations. As a result of appropriate design, obtained tunnel reaches a maximum speed of 15 m/s with the model test.

Keywords.- Wind tunnel, Collector, Stagnation chamber, Diffuser, Extractor ventilator, Wind generator, Tests.

INTRODUCCION

El Túnel de Viento es un equipo versátil de pruebas experimentales en el que se busca conocer la interacción que existe entre un cuerpo sólido y

el fluido en movimiento, con la finalidad de evaluar el comportamiento fluidodinámico, energético, aerodinámico y estabilidad del cuerpo sólido en estudio.

¹Doctor, Ingeniero, Investigador de la Facultad de Ingeniería Mecánica de la Universidad Nacional de Ingeniería-Perú. ²Investigador en Ingeniería Mecánica de Fluidos de la Universidad Nacional Mayor de San Marcos-Perú. ³Investigador, Máster en Energética de la Universidad Nacional de Ingeniería-Perú.

Básicamente dispone de una cámara de prueba, un ventilador simulador de viento y la instrumentación para las mediciones.

Un túnel de viento tiene unas secciones características, las cuales se muestran en la figura 1; lo compone un primer cuerpo con secciones que se contraen de forma continua para evitar desprendimientos de capa límite y turbulencias. Este tramo se llama colector que a su vez incluye la sección de pruebas (cámara homogénea) en donde se instala el modelo o prototipo y los instrumentos de medición. Aguas abajo de la sección de pruebas, se instala el cuerpo difusor, encargado de aumentar el área de paso para disminuir la velocidad del aire de forma uniforme.

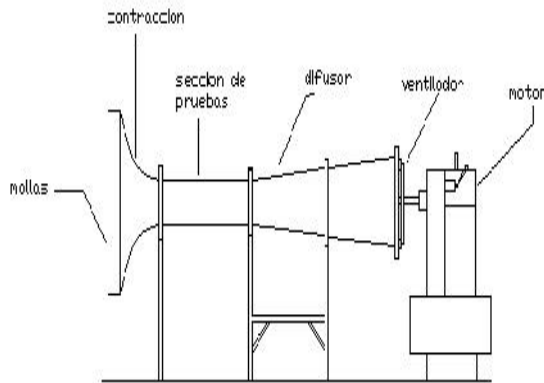


Fig. 1 Esquema de un túnel de viento de circuito abierto.

Entre las principales ventajas del Túnel de Viento para pruebas de pequeños aerogeneradores, están la optimización en el diseño, construcción y operación del modelo o prototipo aerogenerador, así como el ahorro en tiempo y economía para las pruebas y ensayos, comparativamente a las que se realizarían en campo.

El diseño y construcción de microaerogeneradores en el Perú, no sólo se justifica por crear el estado de arte, sino por optimizarlo en condiciones técnicas, económicas y seguras, frente al restringido mercado internacional de aerogeneración en esta escala.

La microaerogeneración, aprovechada de forma estratégica en las zonas donde existe el recurso eólico, permitirá mejorar la condición socioeconómica, incrementar la calidad de vida, el desarrollo cultural y la conciencia ecológica de

aquellas comunidades dispersas, alejadas e históricamente marginales del Perú. También se presenta como una solución energética de microempresas pecuarias y agroindustriales ubicadas en las zonas rurales.

DISEÑO DEL TUNEL DE VIENTO

Los parámetros fundamentales que se consideran en el diseño del Túnel de Viento son: la velocidad requerida de viento, la geometría del túnel acorde al tamaño del modelo de aerogenerador de prueba y, las condiciones medioambientales del lugar.

Velocidad del viento.- A condiciones reales, los aerogeneradores transforman la energía eólica, aprovechando velocidades de viento en un amplio rango. Para microaerogeneradores, a grandes velocidades un mecanismo de cola saca de funcionamiento a la turbina, a fin de evitar que se embale y provoque sobrecarga y deterioro de sus elementos. Como condición de velocidad máxima en el Túnel, se asumió alrededor de 12 m/s con el fin de poder experimentar el funcionamiento del mecanismo de cola.

Dimensiones del aerogenerador.- El Túnel de Viento servirá para experimentación de aerogeneradores de hasta 50W, con un diámetro de rotor de 1.20 m, por lo que se ha considerado que la menor sección del colector sea de 1.40 m de diámetro. Para evitar que la variación de presión provoque distorsión en los experimentos, la sección de prueba será instalada detrás del colector, en forma de una cámara de estabilización, permitiendo así que la influencia de las paredes, que está sobre el flujo que pasa por el aerogenerador, sea mínima.

Condiciones del flujo.- El flujo de aire, aspirado mediante un ventilador axial simulador de viento, ingresa al colector y a la cámara de estabilización, en donde se realizarán los experimentos, pasando luego al difusor, en cuyo extremo inicial se ubicará el ventilador. Las propiedades del aire se asumen a condiciones estándar, considerándose para el cálculo los siguientes parámetros:

- Presión: $p = 101.3 \text{ kPa}$
- Temperatura: $T = 288 \text{ }^\circ\text{K}$
- Altura geométrica: $z = 0 \text{ m.s.n.m.}$
- Densidad: $= 1.225 \text{ kg/m}^3$

Componentes del túnel de viento.- El túnel cuenta con los siguientes elementos:

- Ñ Colector, para ordenar y acelerar el flujo
- Ñ Cámara de prueba, donde se instala el modelo aerogenerador y los instrumentos de medición
- Ñ Difusor, que permite la salida del aire en forma suave o uniforme.
- Ñ Equipo de impulsión o extractor de aire, que produce el flujo de aire

FORMULACIÓN Y CÁLCULOS

En análisis de flujo compresible, se llama condiciones de estancamiento a aquellas que pudiera tener el aire si es que desde su estado, se le estancara a través de un proceso isoentrópico.

Velocidad crítica a^* .- Es la velocidad del flujo que iguala a la velocidad del sonido haciendo que todos sus parámetros como presión, temperatura y densidad también sean críticas. Se calcula mediante la siguiente expresión:

$$a^* = \sqrt{\frac{2}{k+1} kRT_0} \quad (1)$$

Donde:

- k: coeficiente adiabático
- R: constante universal de los gases
- T₀: temperatura de estancamiento

Coficiente a dimensional de velocidad a^* .- Físicamente relaciona la energía cinética del flujo respecto a la energía total del mismo, también denominado Número de Mach; se expresa por:

$$M = \frac{V}{a^*} \quad (2)$$

Donde:

- V: velocidad del flujo
- a*: velocidad crítica del flujo

Coficiente de gasto másico q .- Es la razón que existe entre el gasto específico en curso frente al gasto máximo. Es un coeficiente donde mide la densidad de la línea de corriente del fluido.

$$q = \left(\frac{k+1}{2} \right)^{\frac{1}{k-1}} \left(1 - \frac{k-1}{k+1} \right)^{\frac{1}{k-1}} \quad (3)$$

Área crítica A^* .- Es el área mínima de una tobera que hace que el fluido alcance un $M=1$. Físicamente quiere decir que la velocidad del flujo alcanza a la velocidad del sonido. Se calcula usando el coeficiente de gasto másico:

$$A^* = q \cdot A \quad (4)$$

Presión dinámica, P_{DIN} .- Expresada por:-

$$P_{DIN} = \frac{1}{2} \rho \cdot V^2 \quad (5)$$

Cálculo de pérdidas estáticas en el Túnel

Tanto en el colector, en la cámara de estabilización, así como en el difusor, se han de calcular las pérdidas totales de acuerdo a los siguientes pasos:

- La longitud del colector y difusor se divide en tramos de un metro y se determina el diámetro de la sección media D, y el área de paso correspondiente.
- Para cada tramo, se calcula el coeficiente de gasto q y el valor del coeficiente de velocidad C_v .
- Con el coeficiente de velocidad C_v y la velocidad crítica a^* se calcula la velocidad V en la sección media.
- Se determina el factor de fricción f mediante la fórmula de Colebrook:

$$\frac{1}{\sqrt{f}} = -2 \log_{10} \left(\frac{1/D}{3.7} + \frac{2.51}{Re \sqrt{f}} \right) \quad (6)$$

- Para determinar las pérdidas en las esquinas se calcula el coeficiente de pérdida mediante la siguiente fórmula empírica:

$$k = 0.10 + \frac{4.55}{(\log_{10} Re)^{2.58}} \quad (7)$$

- La caída de presión en mmH₂O debido a la fricción, se obtiene de acuerdo a la fórmula:

$$\Delta h = f \frac{L}{D} \frac{\rho V^2}{2g} \quad (8)$$

- Se halla la caída de presión en mmH₂O originadas por las aristas, modelo y casa de

estancamiento, de acuerdo a la siguiente fórmula:

$$\Delta h = k \frac{V^2}{2g} \quad (9)$$

- La rugosidad absoluta, para el acero galvanizado es $\epsilon = 4.6 \times 10^{-5} \text{ m}$.
- Una vez obtenidas las pérdidas totales, se resta la pérdida dinámica para determinar las pérdidas estáticas del túnel.

Diseño del colector

Datos de aire estándar a nivel del mar.-

Presión	$p =$	101.325	kPa
Temperatura	$T =$	293	°K
Densidad	$\rho =$	1.225	kg/m ³

Constante del aire	$R =$	0.287	kJ/kg°K
Calor específico	$c_p =$	1.005	kJ/kg°K
Coefficiente adiabático	$k =$	1.4	
Viscosidad cinemática	$\nu =$	1.46E-05	m ² /s

Datos de la sección de salida del colector.-

- Diámetro $D = 1.4 \text{ m}$
- Área $A = 1.53 \text{ m}^2$
- Velocidad del flujo $V = 12 \text{ m/s}$

Con estos datos, se obtienen los siguientes resultados:

- Velocidad Crítica, $a^* = 313.22 \text{ m/s}$
- Coeficiente de velocidad en la sección de salida del colector, $\lambda = 0.03831$
- Coeficiente de gasto en la sección de salida del colector, $q_s = 0.06039$
- Área crítica del túnel de viento, $A^* = 0.09296 \text{ m}^2$
- Presión dinámica a la salida del colector, $P_{DIN} = 8.844 \text{ mH}_2\text{O}$

Con estos resultados se calcula el lado máximo del colector para que el flujo no se estanque en la entrada, ver Tabla 1.

Tabla 1. Cálculo del lado de colector.

Velocidad específica		0.001	0.003	0.005	0.010	0.015
Coeficiente de gasto	q	0.001	0.004	0.007	0.015	0.023
Área de la sección	A	58.94	19.64	11.78	5.894	3.929
Lado de la sección cuadrada	L	7.677	4.432	3.433	2.427	1.982
Diámetro de la sección circular	D	8.662	5.001	3.874	2.739	2.236
Velocidad del aire	V	0.313	0.939	1.566	3.132	4.698

De la tabla 1, cuando el lado L del colector es de 4.432 m, la velocidad V del aire en esa sección es de 0.939 m/s; entonces para asegurar que el flujo ingrese adecuadamente al colector es preferible que el lado del cuadrado del colector se encuentre

entre 4 y 5 m. Finalmente, la geometría del colector queda según las figuras 2 y 3.

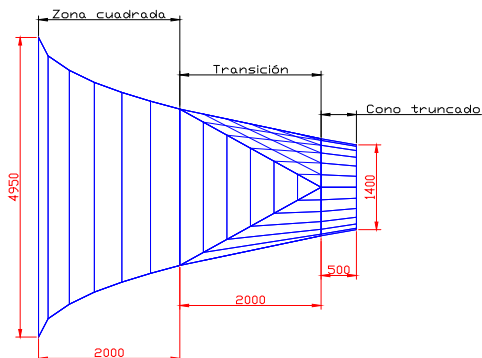


Fig. 2 Vista de perfil del colector.

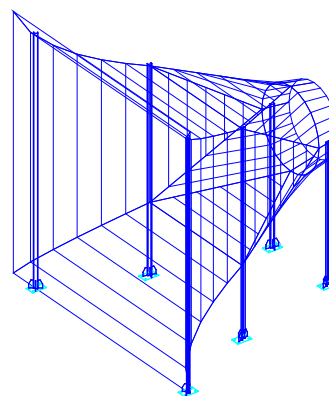


Fig. 3 Vista tridimensional del colector final.

Calculando las pérdidas totales en el colector por tramos de 1 m (ver Tabla 2), se obtiene el diámetro de la sección media y el área de paso.

Tabla 2. Cálculo de las pérdidas en el colector.

	CUADRADO		TRANSICION		CIRCULO	SALIDA
Tramo de colector m	0-1	1 - 2	2 - 3	3 - 4	4 - 4.5	4.5
Diámetro, m	3.79	2.90	2.33	1.848	1.502	1.4
Área, m ²	14.37	8.44	5.43	3.105	1.771	1.539
q	0.006	0.011	0.017	0.029	0.052	0.0609
	0.004	0.006	0.0108	0.0189	0.0327	0.0383
V, m/s	1.28	2.19	3.40	5.95	10.25	12.00
Número Re	3.32E+5	4.36E+5	5.44E+5	7.53E+5	1.05E+6	1.15E+6
Factor de fricción <i>f</i>	0.0155	0.0153	0.0154	0.0156	0.0159	
Factor <i>k</i> _{ESQ}	0.1554	0.1524	0.1502	0.1471	0.1442	
<i>h</i> _{ROZ} , mmH ₂ O	0.0004	0.0016	0.0047	0.0184	0.0684	
<i>h</i> _{ESQ} , mmH ₂ O	0.0156	0.0449	0.1067	0.32	0.9309	
<i>h</i> _{PARCIAL} , mmH ₂ O	0.0160	0.0465	0.1114	0.3384	0.9993	

Sumando las pérdidas parciales a lo largo del colector se obtiene 1.51 mmH₂O.

Entonces, fijando un factor de seguridad de 1.3, la pérdida total del colector será de 1.97 mm H₂O.

Diseño de la cámara de prueba

Cuando se trata de una cámara de prueba de un túnel de viento de paredes cerradas, la capa límite se va engrosando a medida que el aire atraviesa la

sección de prueba; ello origina una contracción del flujo haciendo que el área efectiva de prueba sea menor y aumente la velocidad del flujo. Para nuestro caso, se opta porque la sección de prueba sea abierta (denominada casa de estancamiento), con la finalidad de que la capa límite que se genera en las paredes del colector, se expanda a la salida de ella y no afecte la libre circulación del aire. Otra razón es porque el modelo de ensayo es relativamente grande (un aerogenerador de 50 W con un diámetro de 1.20 m y una cola con veleta de 1.30 m).

En la casa de estancamiento se forma un cilindro de acción de flujo de aire, donde atravesará al modelo sin ninguna perturbación. Este cilindro se forma debido a la succión del ventilador extractor luego del ingreso suave del aire por el colector, atravesando la cámara de prueba y salida uniforme del difusor. En la cámara la presión dinámica es nula (no hay movimiento de fluido), por tanto la presión estática se considera máxima e igual a la presión total. Precisamente esta presión de estancamiento hace que el fluido del cilindro de acción no salga de ella comportándose como la “pared invisible” del cilindro.

Cálculo de las pérdidas en la cámara de prueba

Para la casa de estancamiento, según recomendaciones de sistemas de ventilación industrial, las pérdidas de presión se componen de una caída de presión por la propia cámara, y otra caída de presión por la presencia del modelo aerogenerador en prueba y la instrumentación.

Para cada caso, la caída de presión se calcula como $\Delta h = k_i p_{DIN}$

No existe una fórmula deducida del flujo para calcular los valores de k_i , por lo que estos se toman por recomendaciones como $k = 2.0$ para la cámara de estabilización y $k = 1.5$ para el modelo en prueba. De donde se obtiene que la caída de presión en la cámara es 17.688 mmH₂O y la ocasionada por el modelo en prueba de 13.266 mmH₂O, lo cual suma una caída total de 30.954 mmH₂O. Si se considera un factor de seguridad del 30 %, entonces se tiene que la caída de presión total en la cámara de estancamiento será de 40.24 mmH₂O: debido al tamaño del colector como al modelo de prueba, la cámara tendrá las dimensiones y geometría mostradas en la figura 4

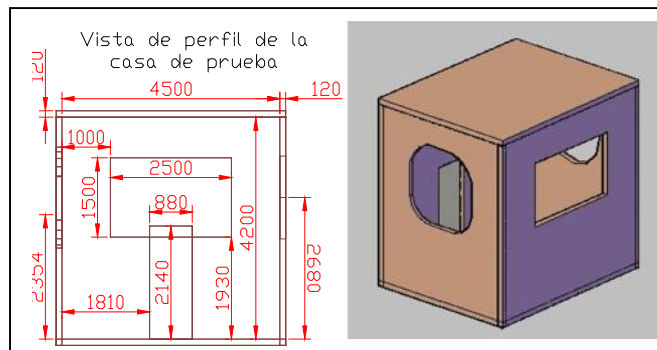


Fig. 4 Dimensionado y geometría de la cámara de pruebas.

Diseño del difusor

El difusor es el elemento que permite que el fluido se expanda reduciendo suavemente su velocidad a la salida, manteniendo uniforme las líneas de corriente en la cámara de pruebas. El diámetro en la entrada del difusor se toma de 1.45m, un poco mayor que la salida del colector, a fin de garantizar la entrada del cilindro de acción de aire. El diseño del difusor resulta ser clave en el éxito de la calidad del túnel de viento, pues es necesario

encontrar el punto óptimo para aumentar el área sin permitir que la capa límite se desprenda.

Los difusores se dimensionan con la relación de áreas entrada - salida, o con el ángulo equivalente de cono que surge al trazar un cono truncado entre el área de entrada y el de salida (ángulo de divergencia). La relación de áreas recomendada debe ser de cinco o seis a uno y el ángulo debe ser de siete grados o menos. Considerando las recomendaciones, se elige 5 grados de divergencia, entonces la longitud total del difusor

tendrá 10 m sin contar el ventilador. Así, si la entrada del difusor es de 1.45 m de diámetro, la salida tendrá 2.34 m de diámetro. En la figura 5 se ilustra la geometría del difusor.

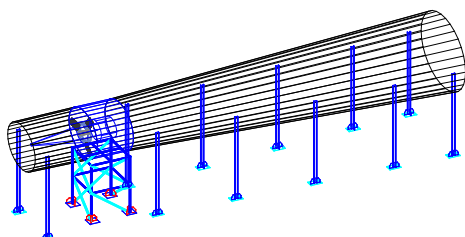


Fig. 5 Vista tridimensional del difusor con el ventilador.

Determinación de las pérdidas en el difusor

Para el diseño del difusor se ha considerado las siguientes condiciones:

- Diámetro de entrada al difusor, $D_E = 1.45\text{m}$
- Longitud del difusor, $L = 10\text{m}$
- Angulo de divergencia, $\theta = 5^\circ$

En las secciones divergentes, las pérdidas ocurren por fricción contra las paredes y por expansión, la combinación de las dos pérdidas viene dada por la ecuación:

$$k = \left[\frac{f}{8 \tan \frac{\theta}{2}} + 0.6 \tan \frac{\theta}{2} \right] \quad (10)$$

Donde θ es la divergencia de las paredes y f es el factor de fricción. Para calcular f se utiliza la fórmula de Colebrook. Las pérdidas de presión, h , se obtienen utilizando el mismo procedimiento que del colector, cuyos valores por cada metro a lo largo del difusor se muestran en la Tabla 3.

Tabla 3. Cálculo de las pérdidas en el difusor.

Tramo de Difusor, m	0-1	1-2	2-3	3-4	4-5	5-6	6-7	7-8	8-9	9-10
Diámetro medio, m	1.49	1.58	1.66	1.75	1.84	1.92	2.01	2.10	2.18	2.27
Área, m ²	1.75	1.96	2.18	2.41	2.66	2.92	3.19	3.47	3.76	4.07
q	0.0569	0.0508	0.0456	0.0412	0.0374	0.0341	0.0312	0.0287	0.0264	0.0244
	0.036	0.032	0.028	0.026	0.023	0.021	0.019	0.018	0.016	0.015
V, m/s	11.3	10.1	9.07	8.19	7.43	6.78	6.2	5.7	5.26	4.86
Número de Reynolds	1.16E06	1.09E06	1.04E06	9.84E05	9.37E05	8.95E05	8.55E05	8.20E05	7.88E05	7.57E05
Relación θ/D	3.35E-04	3.16E-04	3.00E-04	2.85E-04	2.72E-04	2.59E-04	2.48E-04	2.38E-04	2.28E-04	2.20E-04
Factor de fricción, f	0.015	0.015	0.015	0.015	0.015	0.015	0.015	0.015	0.015	0.015
Coef. Fricción difusor k	0.0716	0.0713	0.0709	0.0706	0.0704	0.0701	0.0700	0.0698	0.0696	0.0694
Pérdidas h mmH ₂ O	0.562	0.447	0.359	0.291	0.239	0.198	0.165	0.139	0.118	0.101

Sumando las caídas de presión a lo largo del difusor se tienen 2.619 mmH₂O. Asumiendo un factor de seguridad de 1.3, la caída de presión en el difusor será de 3.4 mm H₂O. La pérdida total de presión a lo largo del túnel de viento, se calcula

como la suma de las pérdidas de presión en el colector, en la cámara de estabilización y en el difusor; es decir, 45.61 mm H₂O. La presión estática requerida por el ventilador se calcula de la pérdida total de presión a lo largo del túnel del

viento, descontando la presión dinámica a la salida del colector, esto es:

$$P_{EST} = 45.61 \text{ mmH}_2\text{O} - 8.84 \text{ mmH}_2\text{O} = 36.77 \text{ mmH}_2\text{O} = 1.45 \text{ pulg H}_2\text{O}$$

Dimensionado y selección del ventilador

Caudal, Q. El caudal desarrollado por el ventilador impulsor de aire se calcula con la velocidad y área a la salida del Colector, esto es:

$$Q = 12 \text{ m/s} \times 1.54 \text{ m}^2 = 18.48 \text{ m}^3/\text{s}$$

Presión Estática, P_{EST} . Como la presión estática del ventilador es un parámetro estándar de fabricación, en este caso para nuestro requerimiento el valor más cercano es de 2.0 pulg. H_2O ó 500 Pa.

$$P_{EST} = 500 \text{ Pa}$$

Potencia del motor del ventilador, $P_{ejemotor}$. Considerando una eficiencia del ventilador, incluyendo las pérdidas de potencia mecánica en el variador de velocidad y la transmisión, de 60%, entonces la potencia en el eje del motor eléctrico de accionamiento del ventilador será:

$$P_{ejemotor} = \frac{P_{EST} Q}{1000y} = \frac{500 \times 18.48}{1000 \times 0.6} = 15.5 \text{ kW} = 21 \text{ HP}$$

De acuerdo a catálogos de fabricante y asignando un factor de seguridad de 1.2, el mismo que garantiza una velocidad de flujo a la entrada a la cámara de pruebas superior a 12 m/s, se selecciona un ventilador axial con motor eléctrico de potencia en su eje de 25 HP o de 30 HP.

Entonces el motor-ventilador que tendrá el túnel de viento posee la siguiente especificación nominal:

- Caudal: 40,000 CFM
- Presión estática: 2 pulg H_2O
- Potencia al eje del motor eléctrico: 25 HP

Si se selecciona un motor eléctrico de 30 HP, el caudal nominal será de 49,000 CFM, garantizando así una velocidad de flujo en la cámara de pruebas del orden de 15 m/s.

INSTALACION Y PRUEBAS DE FUNCIONAMIENTO

Una vez diseñados y construidos cada uno de los componentes del túnel de viento, se procedió a su ensamblaje e instalación en el interior del Laboratorio de Energía de la Facultad de Ingeniería Mecánica de la UNI. Un esquema de la distribución de los componentes del túnel de viento, se presenta en la figura 6.

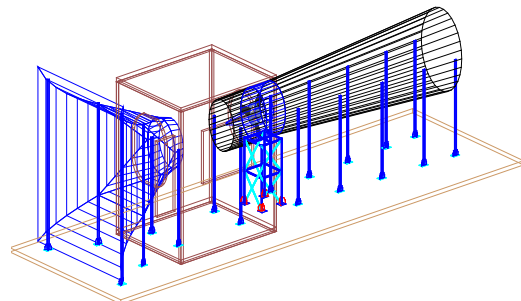


Fig. 6 Vista tridimensional del túnel de viento.

En las figuras 7, 8 y 9, se muestran fotos del túnel de viento totalmente instalado.



Fig. 7 Vista fotográfica del túnel de viento instalado.



Fig. 8 Vista fotográfica aguas abajo del túnel de viento.



Fig. 9 Vista fotográfica del túnel de viento con un aerogenerador en prueba.

De las pruebas de funcionamiento se verifica que el túnel de viento desarrolla una velocidad máxima de 18 m/s en la cámara de pruebas, cuando ésta se encuentra libre de elementos en estudio. Cuando en la cámara de pruebas se coloca un prototipo de aerogeneración, se alcanzan velocidades cercanas a 15 m/s. En la Tabla 4, se presentan los valores medidos de velocidades de flujo en la cámara de pruebas y en la salida del difusor.

Tabla 4. Velocidades del túnel de viento con aerogenerador en prueba.

Velocidad en la Cámara de Pruebas, m/s	Velocidad media a la salida del Difusor, m/s
8	2.7
8.3	2.8
8.6	3.0
9.2	3.1
9.4	3.3
9.7	3.5
9.9	3.6
10	3.7
10.2	3.8
10.5	3.9
10.7	4.0
11.1	4.1
11.3	4.2
11.5	4.3
11.7	4.4
12.1	4.6
12.5	5.0
13.4	5.2
14.5	5.5

CONCLUSIONES

La ubicación elegida para la instalación del túnel de viento en el interior del Laboratorio de Energía de la FIM-UNI, garantiza las condiciones ambientales y de estabilidad de flujo, para realizar pruebas eficientes de modelos de aerogeneradores y de sus componentes

De las pruebas realizadas, midiendo velocidades tanto en la cámara de pruebas como a la salida del difusor, se demuestra que con la geometría dimensionada del túnel de viento, se logra simular eficientemente velocidades de flujo entre 1 y 15 m/s, ello con el aerogenerador puesto en prueba.

El túnel de viento de la FIM-UNI, se utilizará para realizar mejoras de diseño y construcción de cada uno de los componentes de aerogeneradores de pequeña potencia, pruebas de dispositivos de regulación y control de potencia y normalizaciones. También se utilizará para caracterización y evaluación de performance de ventiladores axiales.

REFERENCIAS

1. **Pope, Allan.** "Wind Tunnel Testing" Ed, John Wiley & Sons, 1975.
2. **Gonzáles, S.,** "Aerogeneración: Una Fuente Energética Competitiva", Depósito Legal AS-3233-98 ISBN 8492334533, 2000, Lima-Perú,
3. **Shames, I.,** "Mecánica de Fluidos" Ed. McGraw-Hill, 1999.
4. **Duran, J.,** "Diseño de un túnel de viento para estudios aerodinámicos", Tesis, Universidad de los Andes, Venezuela, 2008.
5. **Hunt, A.,** "Wind-tunnel measurements of surface pressure on cubic building models at several scales", Journal of Wind Engineering and Industrial Aerodynamics, 10, pp. 137-163, 1982.
6. **Chapin, D., Cook, C.,** "Wind Tunnel TEA" Muncie, Center for Implementing Technology Education, 1988.
7. **Carnicer, E.,** "Ventilación Industrial, cálculo y aplicaciones", Ed. P Araninfo, 2004.

Correspondencia: salome@uni.edu.pe