

Ventilador Requerido Para Un Túnel De Viento

Fan Required For A Wind Tunnel

R. Martínez *^a, G. A. Patiño^a, G. A. Gaviria M.^a

^a Departamento de Física. Universidad Nacional de Colombia, Sede Bogotá.

Recibido 16.12.10; Aceptado 26.02.11; Publicado en línea 17.04.11.

Resumen

Se calcula la potencia de un ventilador requerida para un túnel de viento subsónico, teniendo en cuenta las pérdidas y las condiciones requeridas en la sección de prueba.

Palabras Clave: Túnel de viento; Ventilador; Potencia.

Abstract

We calculate the power required of the fan in the subsonic wind tunnel taking into account the loss and the conditions in the test section.

Keywords: Wind Tunnel; Fan; Power.

PACS: 47.10.-g.

©2010. Revista Colombiana de Física. Todos los derechos reservados.

1. Introducción

Para el diseño del ventilador se tomará una primera suposición y es que no se asumirán flujos radiales, lo que se denomina teoría libre de vorticidades. Este hecho se puede garantizar si hay un balance de fuerzas radiales. Adicionalmente no se asumirá el efecto aerodinámico causado por el espaciamiento entre el borde de las aspas y el borde circular del túnel. Hay tres tipos de sistemas básicos de ventiladores: uno con aspas rectangulares detrás del ventilador, otro tipo con aspas rotantes colocadas antes del ventilador y otro que consiste de dos ventiladores, de acuerdo a la exigencia de potencia necesaria para un túnel de viento a bajas velocidades. El primer tipo es el más utilizado; en este dispositivo las aspas rectas (ver figura 1) tienen por objetivo eliminar la componente tangencial (dirección $\hat{\theta}$) de la velocidad producida por el ventilador, de manera que en el plano 3 el fluido es completamente axial.

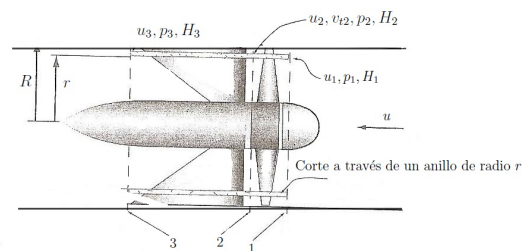


Fig. 1: Ventilador.

2. Ventilador

El objetivo fundamental del sistema mostrado en la figura 1, es generar un aumento en la presión total del fluido. Esto es necesario puesto que en cada sección del túnel hay caídas de presión, luego el conocimiento cuantitativo de esas pérdidas es indispensable para conocer la potencia a la cual

*remartinezm@unal.edu.co

debe operar el ventilador. En la figura 1 se muestran tres planos producto de tres cortes transversales del sistema. En el plano 1 se tienen las condiciones de entrada, con un fluido con velocidad axial $\vec{u}_1 = u_1 \hat{A}$ presión estática p_1 y presión total

$$H_1 = p_1 + \frac{1}{2}\rho u_1^2.$$

En el plano 2, el fluido ya ha pasado por el ventilador, el cual le genera una componente adicional de velocidad tangencial $v_{2t} = v_{2t} \hat{\theta}$, entonces en el plano 2 la presión total es

$$H_2 = p_2 + \frac{1}{2}\rho(u_2^2 + v_{2t}^2);$$

u_2 y p_2 , deben ser tales que el gradiente de presiones radiales se equilibre con la aceleración centrípeta generada por v_{2t} para que se siga cumpliendo la hipótesis de fluido libre de vorticidades. Gracias a la acción de las aspas rectas, el fluido en el plano 3 vuelve a ser completamente axial con velocidad $\vec{u}_3 = u_3 \hat{A}$ presión p_3 y presión total

$$H_3 = p_3 + \frac{1}{2}\rho u_3^2.$$

La sección transversal del ventilador será dividida en anillos infinitesimales sobre los cuales actúa el fluido axial, se supondrá que los anillos son independientes unos de otros sin afectarse mutuamente.

Se define el incremento en la presión total a través del sistema ventilador-aspas rectas, como el valor ideal, menos las pérdidas cuando el fluido pasa a través del ventilador y a través de las aspas rectas, es decir

$$H_3 - H_1 = \Delta H_i - \Delta h_f - \Delta h_s \quad (1)$$

siendo Δh_f y Δh_s las pérdidas de presión en el ventilador y en las aspas rectas. De igual forma se puede evaluar el cambio en la presión total en el ventilador como

$$H_2 - H_1 = p_2 + \frac{1}{2}\rho(u_2^2 + v_{2t}^2) - p_1 - \frac{1}{2}\rho u_1^2. \quad (2)$$

Hemos asumido que la componente axial de la velocidad no cambia a lo largo de los planos 1 y 2, de la definición de presión total sabemos que:

$$H_2 - H_1 = \frac{1}{2}\rho u^2(k_i - k_f) \quad (3)$$

siendo las k los coeficientes de pérdida. Comparando (2) con (3) y definiendo el coeficiente de vorticidad como $\varepsilon \equiv \frac{v_t}{u}$ se llega a

$$p_2 - p_1 = \frac{1}{2}\rho u^2(k_i - k_f - \varepsilon^2). \quad (4)$$

Como se había mencionado antes, el ventilador tiene por objetivo incrementar el valor de la presión total en el fluido;

para hacer esto le debe imprimir una fuerza axial denominada empuje. El fluido axial que pasa a través del anillo diferencial sufre un empuje debido al ventilador (regiones 1 – 2) dado por

$$dT_f = 2\pi r dr (p_2 - p_1) \quad (5)$$

siendo $2\pi r dr$ el área del anillo diferencial. De igual forma podemos calcular el torque que el ventilador le hace al fluido dado por

$$dG_f = \frac{dL_G}{dt}, \quad \text{entonces } dG_f = \dot{m} v_t r;$$

en esas expresiones L_G es la magnitud del momento angular. Considerando que el flujo de masa \dot{m} a través del anillo diferencial está dado por $\dot{m} = \rho u (2\pi r dr)$ se cumplirá

$$dG_f = \rho (2\pi r dr) u v_t r. \quad (6)$$

La potencia que debe liberar el ventilador debe ser la suficiente para causar un cambio de presión entre las regiones 1 y 3 y superar las pérdidas del ventilador mismo y de las aspas rectas. El diferencial de potencia dp_f estará dado entonces por

$$dp_f = (2\pi r dr) u (H_3 - H_1 + \Delta h_f + \Delta h_s). \quad (7)$$

Obsérvese que $(2\pi r dr)(H_3 - H_1 + \Delta h_f + \Delta h_s)$ es la fuerza neta entre los planos 1 y 3 que el sistema le debe hacer al fluido que pasa por el anillo diferencial. Al reemplazar (1) se obtiene una expresión mas simplificada para la potencia

$$dp_f = (2\pi r dr) u \Delta H_i. \quad (8)$$

Tomando la definición de coeficiente de flujo $\lambda = \frac{u}{\Omega r}$ y la relación que hay entre la potencia y el torque $dp_f = \Omega dG_f$, junto con la expresión (6), se puede reescribir (8) como

$$\Delta H_i = \frac{\rho u v_t}{\lambda}. \quad (9)$$

Pero

$$\Delta H_i = \frac{1}{2}\rho u^2 k_i,$$

entonces el coeficiente de pérdidas estará dado por

$$k_i = \frac{2\varepsilon}{\lambda}. \quad (10)$$

En las ecuaciones anteriores Ω es la velocidad angular de las aspas. La ecuación (10) es interesante porque permite determinar el coeficiente de pérdidas k_i midiendo el coeficiente de vorticidad y el coeficiente de flujo. Con el conocimiento de tal coeficiente podemos determinar las pérdidas en el ventilador por medio de la ecuación (4).

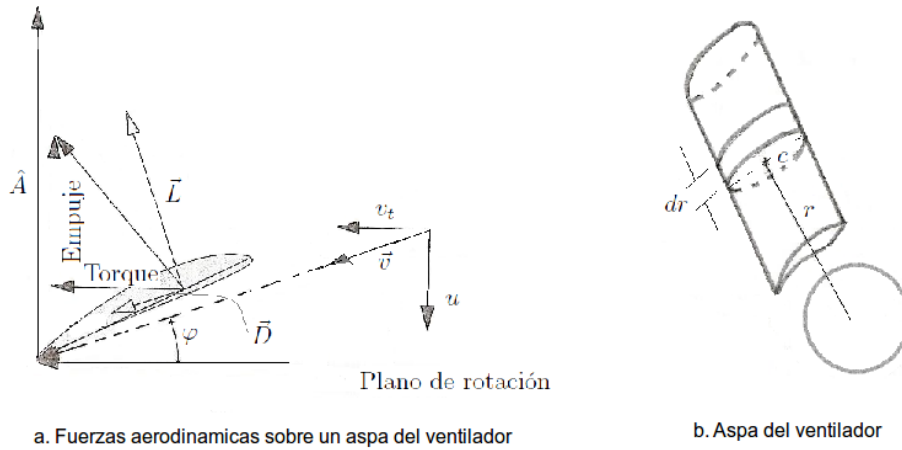


Fig. 2: Fuerzas aerodinámicas sobre un aspa del ventilador

Se define la eficiencia del sistema ventilador-aspas rectas como el cociente entre la potencia de salida y la potencia de entrada

$$\eta_{fs} = \frac{dp_0}{dp_f}$$

La potencia de salida se refiere a aquella que es necesaria para empujar el fluido; la potencia de entrada se debe entender como aquella que se necesita para hacerlo rotar, la cual debe ser minimizada. De esa forma se justifica la elección de ese radio de potencias como la eficiencia. Bajo estas consideraciones la potencia de salida es

$$dp_0 = (2\pi r dr)u(H_3 - H_1)$$

que al tomar (1) se puede escribir como

$$dp_0 = (2\pi r dr)u(\Delta H_i - \Delta h_f - \Delta h_s).$$

La potencia de entrada será la ecuación (6) multiplicada por la velocidad angular de las aspás. Entonces, la eficiencia del sistema será

$$\eta_{fs} = \frac{(2\pi r dr)u(\Delta H_i - \Delta h_f - \Delta h_s)}{\Omega \rho (2\pi r dr)u v_t r} = \frac{\lambda k_{fs}}{2\varepsilon} \quad (11)$$

donde $k_{fs} = k_i - k_f - k_s$. Esa eficiencia se puede conocer, puesto que el coeficiente k_{fs} depende de las pérdidas a lo largo de todo el circuito (ese problema será tratado más adelante). La ecuación (11) se puede extender para conocer la eficiencia del ventilador, pues si consideramos que no hay aspás rectas en su parte posterior, la eficiencia estará dada por

$$\eta_f = \frac{\lambda(k_i - k_f)}{2\varepsilon}. \quad (12)$$

La ecuación (12) no es muy conveniente porque depende del conocimiento explícito del coeficiente de pérdidas en el

ventilador, y por ese motivo se debe tomar otro camino para determinar su eficiencia. El análisis se basa en el estudio de las fuerzas aerodinámicas sobre las aspás. Para hacer esto retomemos la definición misma de eficiencia: para este caso la potencia de salida del ventilador es

$$dp_{f0} = (2\pi r dr)u(H_2 - H_1)$$

que al reemplazar (2) y utilizar (5) se puede llevar a la forma

$$dp_{f0} = u dT_f + \frac{1}{2} \frac{v_t}{r} dG_f.$$

La potencia de entrada es $dp_f = \Omega dG_f$, entonces la eficiencia del ventilador será

$$\eta_f = \frac{u dT_f + (1/2)(v_t/r) dG_f}{\Omega dG_f} = \lambda r \frac{dT_f}{dG_f} + \frac{\varepsilon \lambda}{2}. \quad (13)$$

La fuerza axial y el torque que aparecen en la ecuación (13) serán expresados en función de coeficientes según las definiciones

$$C_T = \frac{dT_f}{\frac{1}{2} \rho v^2 A} \quad \text{y} \quad C_G = \frac{dG_f}{\frac{1}{2} \rho v^2 r A}. \quad (14)$$

Al reemplazar (14) en (13) se obtiene

$$\eta_f = \lambda \frac{C_T}{C_G} + \frac{\varepsilon \lambda}{2} \quad (15)$$

Consideremos una vista superior del ventilador y centrémonos en una de las aspás tal como lo muestra la figura 2a. Obsérvese que localmente al elemento del aspa (simulado como un airfoil), el fluido llega con una velocidad relativa v , que forma un ángulo φ con el plano de rotación. Esta velocidad surge de la superposición de una velocidad axial u y una velocidad tangencial v_t . Generado por el movimiento propio de las aspás, el empuje tiene la dirección

mostrada puesto que es una fuerza axial. En cuanto a la dirección del torque, debe recordarse que el radio vector es perpendicular a la página, viniendo de adentro hacia afuera de ella (ver figura 2b). De acuerdo a la geometría mostrada en la figura 2a, podemos relacionar los coeficientes lift y drag con los coeficientes C_T y C_G pues:

$$\begin{aligned} C_T &= C_l \cos \varphi - C_d \sin \varphi \quad \text{y} \\ C_G &= C_l \sin \varphi + C_d \cos \varphi. \end{aligned} \quad (16)$$

Entonces, (15) queda

$$\eta_f = \lambda \frac{(C_l/C_d - \tan \varphi)}{(C_l/C_d \tan \varphi + 1)} + \frac{\varepsilon \lambda}{2}. \quad (17)$$

Tomando un promedio de las velocidades tangenciales que llegan al plano 2 de la figura 1 y considerando que la velocidad tangencial de aspa es Ωr , tenemos que

$$\tan \varphi = \frac{u}{\Omega r - \frac{1}{2}v_t} = \frac{\lambda}{1 - \frac{1}{2}\varepsilon\lambda}.$$

Reemplazando en (17) y despejando ε de (11) se llega a la expresión para la eficiencia del ventilador

$$\eta_f = \frac{\lambda [C_l/C_d - \lambda + (k_{fs}\lambda/4\eta_{fs})(1 - k_{fs}\lambda^2/4\eta_{fs})]}{(C_l/C_d)\lambda + 1 - k_{fs}\lambda^2/4\eta_{fs}}. \quad (18)$$

Esta expresión es ventajosa puesto que depende de parámetros aerodinámicos que pueden ser determinados a partir de la forma de las aspas del ventilador.

El parámetro que falta por aclarar es el coeficiente k_{fs} . Este como se había mencionado anteriormente depende de

las pérdidas a lo largo del circuito pues

$$k_{fs} = \frac{q_t}{q_f} \frac{1}{E_R} = \frac{q_t}{q_f} \sum k_{lt},$$

luego si conocemos las pérdidas a lo largo del circuito y los valores experimentales para los coeficientes de vorticidad y de flujo, podremos conocer la eficiencia del ventilador, pues el problema de los cocientes de presión dinámica ya fue resuelto en un apartado anterior.

3. Agradecimientos

Agradecemos a Colciencias por el apoyo financiero.

Referencias

- [1] J.B. Barrow, H. Rae., and A. Pope, *Low-Speed Wind Tunnel Testing*, New York, John Wiley & Sons, 1999.
- [2] F.M. White, *Fluid Mechanics*, Boston, McGraw-Hill Book Company.
- [3] W.T. Eckert, K.W. Mort., and J. Jope, *Aerodynamic Design Guidelines and Computer Program for Estimation of Subsonic Wind Tunnel Performance*, NASA TN D-8243, October 1976.
- [4] Anderson, Jhon D. *Fundamentals of Aerodynamics*, New York, McGraw-Hill, 2005.
- [5] Anderson, Jhon D. *Modern Compressible Flow with historical perspective*, Singapore, Mc Graw Hill, 1990.