

## Análisis del flujo libre generado por un ventilador axial de dos palas

Analysis of the Free Flow Generated by a Two-Blade Axial Fan

Tiburcio **Fernández Roque**<sup>1</sup>, José Arturo **Correa Arredondo**<sup>2</sup>, Jorge **Sandoval Lezama**<sup>3</sup>,  
Alejandro **Mejía Carmona**<sup>4</sup>, Víctor Manuel **Sauce Rangel**<sup>5</sup>, Antonio **Mosqueda Sánchez**<sup>6</sup>

Instituto Politécnico Nacional, Ciudad de México, MÉXICO

ORCID: 0009-0001-8285-5509 | tfernandez@ipn.mx

ORCID: 0009-0005-5279-891X | jacorrea@ipn.mx

ORCID: 0009-0009-0585-5335 | josandoval@ipn.mx

ORCID: 0009-0001-4359-2099 | almejia@ipn.mx

ORCID: 0000-0003-1333-9153 | vsaucer@ipn.mx

ORCID: 0009-0006-4625-8260 | amosqueda@ipn.mx

Recibido 09-06-2023, aceptado 02-02-2024.

### Resumen

En este trabajo se analiza experimentalmente el flujo generado por un ventilador axial de dos palas con el fin de determinar la posición en la cual se encuentra la velocidad axial inducida máxima promedio y el radio de la contracción del flujo en dicha posición. Para esto se determinó la distribución radial de la velocidad axial inducida en diversos planos paralelos al plano de rotación del ventilador. De los datos obtenidos se determinó que la velocidad axial inducida máxima promedio se encuentra a una distancia igual al 33 % del radio del ventilador y que el radio de la contracción en dicha posición es del 70.2 % del radio del ventilador. De igual manera, se encontró que la velocidad axial inducida local es máxima en el límite radial de la contracción del flujo generado por el ventilador y es mayor mientras más cerca está del plano de rotación.

**Palabras clave:** ventilador axial, velocidad inducida, contracción del flujo.

### Abstract

This paper analyses experimentally the flow generated by a two blades axial fan to determine the position in which the average induced axial velocity is maximum and the radius of the flow contraction (wake) in that position. For this, the radial distribution of the induced axial velocity in different planes parallel to the plane of fan rotation was measured. From the data obtained it was determined that the average maximum induced axial velocity is at a distance equal to 33% of the radius of the fan and the contraction radius at that position is 70.2% of the fan radius. Similarly, it was found that the local induced axial velocity is maximum in the radial limit of the flow contraction generated by the fan and is higher while the plane of rotation is closer.

**Index terms:** axial fan, induced flow, flow contraction.

## I. INTRODUCCIÓN

Con relación a la aplicación del efecto Magnus desarrollada en la ESIME Ticomán, consistente en la creación de un vehículo impulsado mediante la rotación de un cilindro colocado en el flujo de aire generado por un ventilador, durante el diseño de los componentes principales se presentó el problema de encontrar la mejor ubicación del cilindro con respecto al plano de rotación del ventilador, así como el diámetro del cilindro más adecuado de acuerdo con el diámetro del ventilador. Este problema motivó la presentación en el año 2006, del proyecto “Construcción de un Modelo Experimental de un Vehículo Impulsado Mediante Efecto Magnus” el cual fue aprobado y registrado con el número 20060378 en la Secretaría de Investigación y Posgrado (SIP) del I.P.N. Debido a diversos problemas, este proyecto se concluyó de forma satisfactoria hasta el año 2011 cuando se construyó el vehículo que se muestra en la Fig. 1 y en la Fig. 2, y del que se derivó la solicitud de dos patentes, mismas que fueron concedidas, una en el año 2018 [1] y la otra en el año 2021 [2].

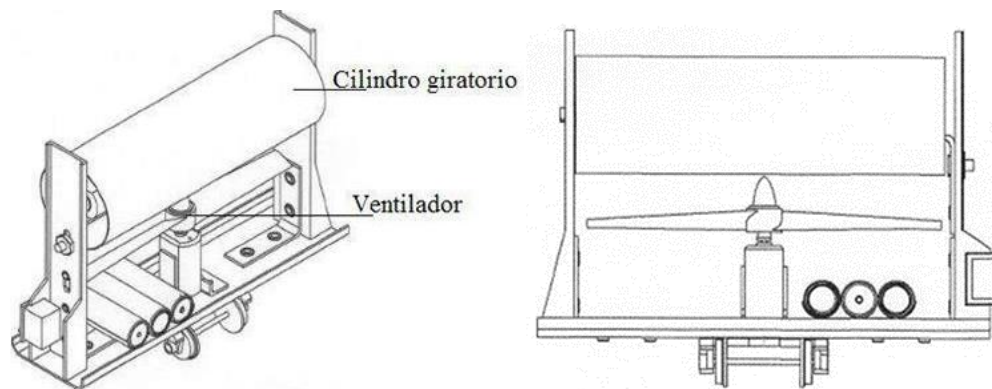
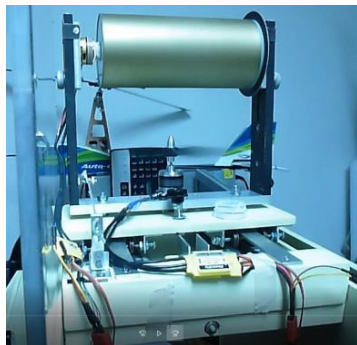


Fig. 1. Dibujo isométrico y vista frontal del dispositivo que genera el efecto Magnus.



Especificaciones generales del modelo construido [3]

- Longitud del cilindro: 0.17 m
- Diámetro del cilindro: 0.075 m
- Motor del cilindro: Electrify ammo Brushless GPMG4505 de 1380 kv
- Rpm máxima del cilindro: 12000 rpm
- Diámetro del ventilador: 0.178 m
- Motor del ventilador: Electrify ammo Brushless GPMG5155 de 3180 kv
- Rpm máxima del ventilador: 23500 rpm

Fig. 2. Modelo construido del dispositivo que genera el efecto Magnus [3].

Se sabe que la fuerza generada por el efecto Magnus depende de la magnitud del flujo rectilíneo generado, en este caso por un ventilador axial. Dado que el flujo generado por un ventilador no es uniforme, este presenta una variación tanto axial como radial, la magnitud de dicha fuerza depende también de la distancia al plano de rotación del ventilador y del diámetro del cilindro. Esta afirmación,

que se considera obvia, dado que no se ha encontrado información experimental que la confirme se puede manejar como una hipótesis la cual se pretende comprobar con los experimentos y cálculos realizados en este trabajo.

La información teórica disponible para el comportamiento del flujo generado por un ventilador axial es la que se conoce como la teoría del momentum para una hélice, que es la misma que se emplea para analizar teóricamente a los generadores eólicos de eje horizontal y que se conoce también como la teoría del disco actuador o la teoría simple unidimensional de Rankine-Froude. En esta teoría, la carga sobre un rotor real se reemplaza por una distribución de presión sobre un disco permeable e infinitamente delgado del mismo diámetro que el rotor. En su presentación más elemental, esta carga es uniforme y normal, con el disco colocado perpendicularmente a la dirección del flujo. La idea de reemplazar a un rotor con un disco actuador se remonta a los trabajos de Rankine del año de 1865, sin embargo, no es hasta 1889 cuando Froude por primera vez encuentra una interpretación dinámica correcta de la acción del disco actuador, demostrando que, para tal hélice teórica, una mitad de la aceleración del flujo toma lugar inmediatamente antes de la hélice (corriente arriba del disco actuador, punto 1) y la otra mitad después de ella (corriente abajo del disco actuador, punto 2) [4], como se muestra en la Fig. 3.

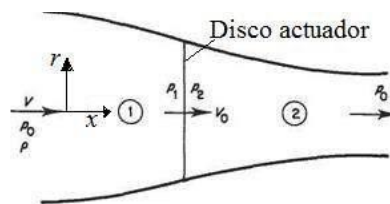


Fig. 3. Contracción del flujo establecida por la teoría del disco actuador, tomada de [5].

Esta teoría también establece que la tracción o empuje generado por el disco es función de la velocidad inducida producida y que el flujo se contrae a partir del plano de rotación tomando un radio igual al 70.71% del radio del ventilador en el plano donde la velocidad inducida es máxima (denominado como el infinito después). Sin embargo, esta teoría no establece en forma específica la posición donde la velocidad inducida es máxima y presenta el inconveniente de que se debe conocer la tracción para conocer dicha velocidad [4].

De la búsqueda de información realizada en Internet, no se encontró información con relación a la distribución radial de la velocidad inducida generada por un ventilador, sin embargo, se encontró información de dicha variable para un rotor de helicóptero en condición de vuelo estacionario [6] y [7]. Gessov [6] indica que, a pesar de que es necesario el conocimiento de la distribución de la velocidad inducida a través y cerca de un rotor de levantamiento para el análisis de helicópteros, la información precisa y detallada sobre el tema es escaso, debido a las dificultades involucradas al medir o calcular en forma exacta el flujo inducido por un rotor.

Lo anterior se refleja en el hecho de que existen resultados bastante diferentes para la posición en que se produce la máxima contracción de la estela de un rotor o de una hélice. En el presente trabajo, dado que el análisis se refiere a un ventilador, en lugar de estela se utilizará el término contracción del flujo. Por una parte, Gessov [6] establece que "... la estela se contrae y alcanza su máxima velocidad a una distancia mayor a un radio corriente abajo del plano del rotor". Por otra parte, McKee [7] indica que la estela alcanza su máxima contracción en  $z/R = 0.25$  ( $z$  es la distancia desde el plano de rotación del rotor y  $R$  el radio del rotor), seguida por una disipación gradual de energía, como se muestra en la Fig. 4.

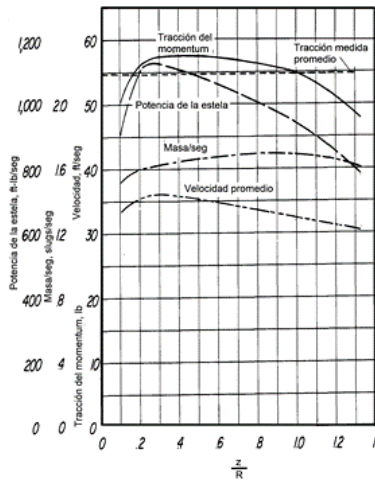


Fig. 4. Propiedades de la estela originada por un rotor.  $z$  es la distancia desde el plano de rotación del rotor y  $R$  el radio del rotor, tomada de McKee [7].

Como se observa, el hecho de que no se haya encontrado información específica de la distribución de velocidades inducidas por un ventilador y de que la encontrada corresponda a un rotor de levantamiento, que esta sea bastante antigua y sin consenso, motivó el desarrollo de esta investigación experimental que tiene por objetivo determinar la posición en la cual se encuentra la velocidad axial inducida máxima por un ventilador y el diámetro de la contracción del flujo en dicha posición con el fin de establecer la mejor ubicación y el diámetro más adecuado de un cilindro giratorio con el fin de que produzca la máxima fuerza empleando el efecto Magnus.

## II. METODOLOGÍA

Para determinar la distribución axial y radial de la velocidad axial inducida por un ventilador de dos palas, se empleó una hélice bipala de 0.60 m de diámetro accionada por un motor de gasolina de 4.1 kW el cual se utiliza para ayudar a inflar globos aerostáticos. Al conjunto motor-hélice se le construyó una base metálica que tiene la finalidad de fijar el ventilador y de ubicar el eje de rotación del mismo en posición horizontal y además permitir deslizar axialmente una estructura que soporta un mecanismo de exploración radial a diferentes distancias del plano de rotación de la hélice. El conjunto experimental construido se muestra en la Fig. 5.

Para la medición de las velocidades se utilizó un tubo Pitot-estático en  $L$  de 0.005 m de diámetro y un manómetro inclinado que contiene una escala graduada en m/s que permite obtener en forma directa la velocidad. El tubo Pitot-estático y el manómetro también se muestran en la Fig. 5. Para medir la velocidad también se utilizó un anemómetro digital de aspas marca Turbometer de 0.056 m de diámetro.

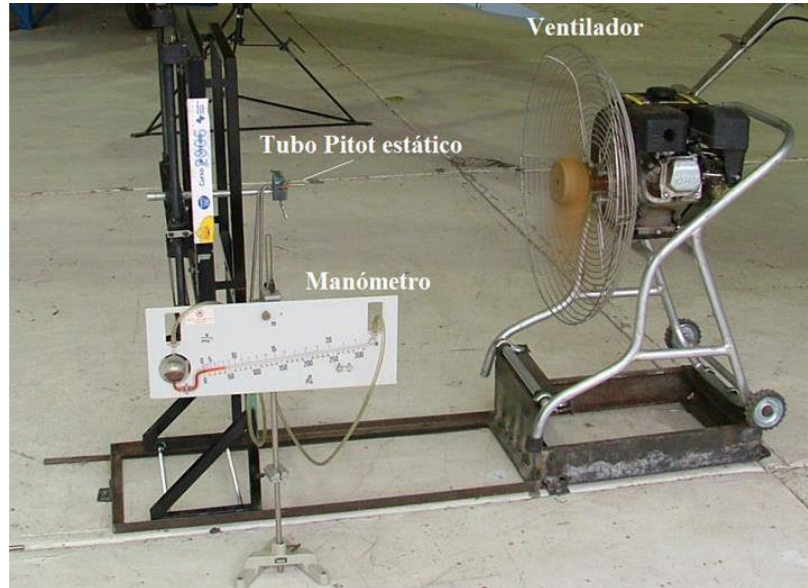


Fig. 5. Equipo experimental e instrumentación utilizada.

Dado que el campo de velocidades del flujo generado por el ventilador no es uniforme, este es tridimensional con una componente de velocidad tangencial importante, el tubo Pitot no mide la presión total y los orificios destinados a medir la presión estática tampoco miden dicha presión, por lo cual, la lectura obtenida no representa la velocidad del flujo, sin embargo, para fines prácticos llamaremos “velocidad inducida axial” a la lectura obtenida con la diferencia de las presiones entre los dos orificios del tubo Pitot-estático. Con el fin de tener una medición de la velocidad sin involucrar las presiones, se empleó el anemómetro de aspas digital. Dado el diámetro del anemómetro, la velocidad que este proporciona es una velocidad promedio del área ocupada por el anemómetro, es decir, la velocidad no es local. Esta velocidad se empleó para tratar de encontrar la posición axial en la cual se alcanza la máxima velocidad inducida por el ventilador.

### III. RESULTADOS

Para cumplir con los objetivos propuestos, se realizaron dos tipos de experimentos, el primero se realizó empleando el anemómetro digital colocado a lo largo del eje del ventilador y variando la posición con respecto al plano de rotación del mismo. La velocidad de rotación del ventilador fue de 2000 rpm. Por seguridad, la posición más cercana al plano de rotación fue de 0.20 m variándola hasta 0.80 m de 0.05 en 0.05 m. Este experimento se realizó seis veces y las velocidades promedio para cada posición axial se muestran graficadas en la Fig. 6.

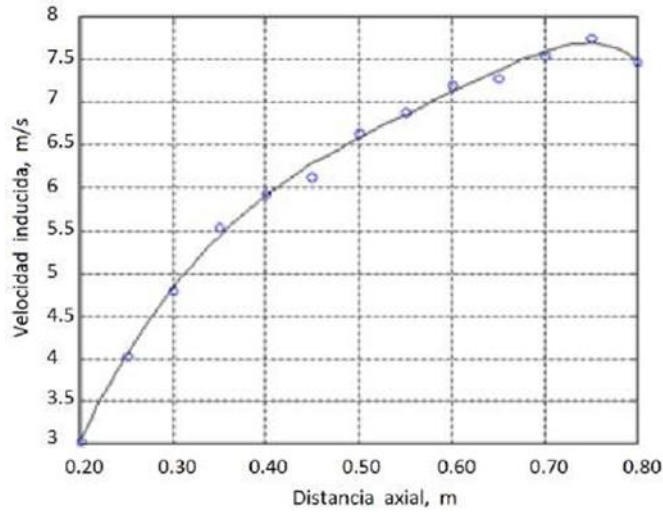


Fig. 6. Variación de la velocidad axial inducida a lo largo del eje del ventilador.

El segundo experimento se realizó empleando el tubo Pitot-estático y el manómetro inclinado con el cual se midieron las velocidades en diferentes posiciones radiales en planos paralelos al plano de rotación del ventilador. La velocidad de rotación del ventilador utilizada fue la máxima, aproximadamente 3000 rpm. Las distancias axiales en donde se determinó la distribución de velocidad inducida son: 0.05, 0.10, 0.20, 0.30 y 0.40 m. Las mediciones realizadas se muestran en la Fig. 7.

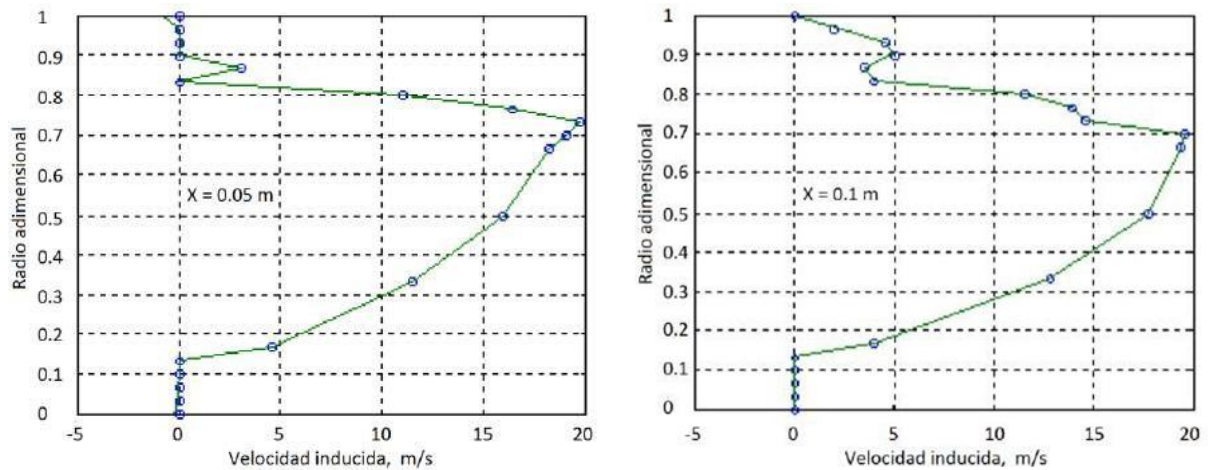


Fig. 7. Distribución radial de la velocidad axial inducida en las posiciones 0.05 m y 0.1 m del plano de rotación del ventilador.

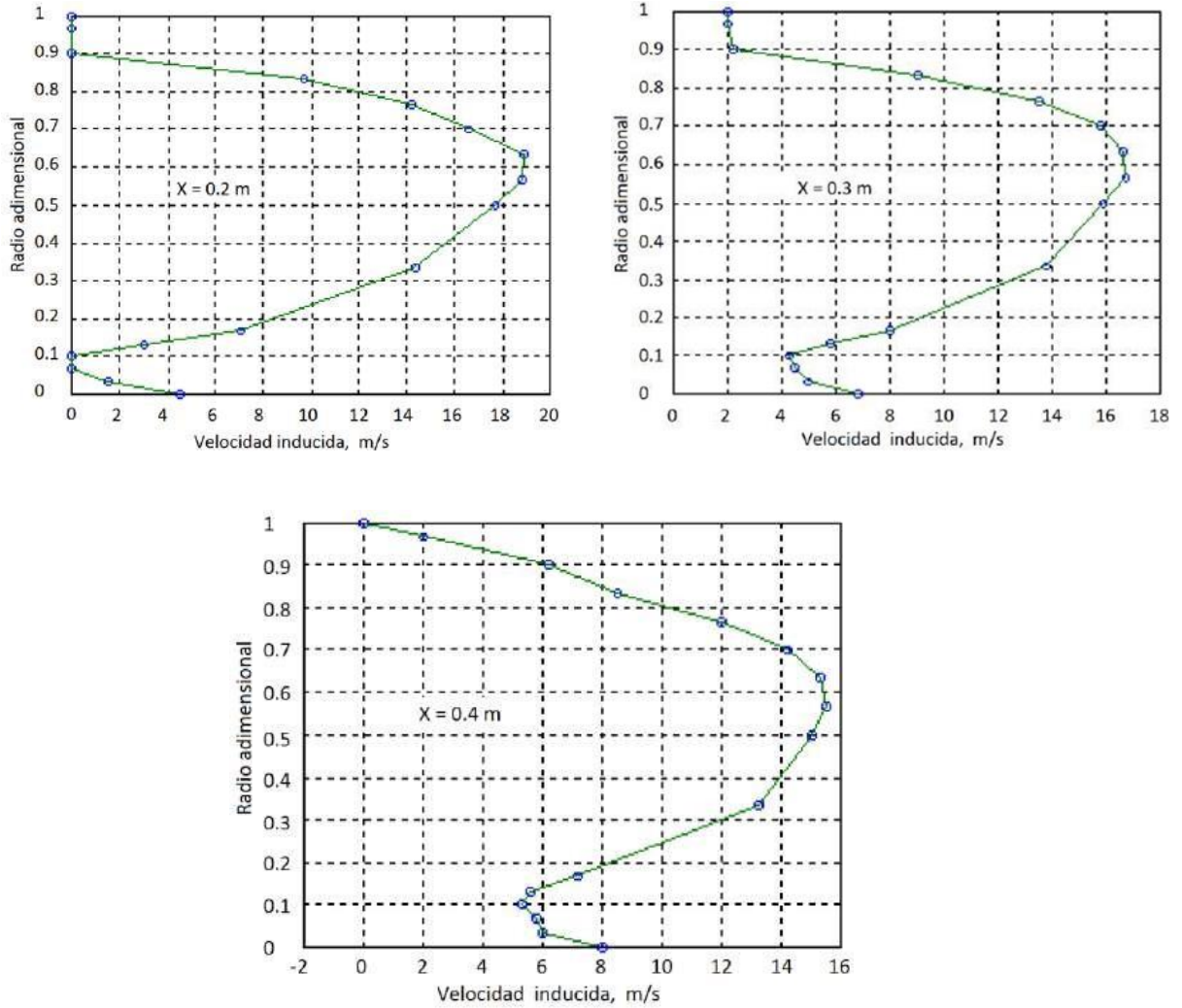


Fig. 8. continuación. Distribución radial de la velocidad axial inducida en las posiciones 0.2 m, 0.3m y 0.4 m del plano de rotación del ventilador.

#### IV. DISCUSIÓN

En la Fig. 6 se muestra también la curva con el ajuste de regresión realizado a los datos experimentales. El ajuste de los datos es una curva polinomial de orden 6 realizado con la función polyfit del paquete Matlab [8]. De la Fig. 6 se determina que la posición axial en la cual se obtiene la velocidad inducida máxima es 0.75 m con una velocidad axial de 7.7 m/s. La posición representa una distancia equivalente a 2.5 veces el radio del ventilador. Lo anterior significa que, aunque el flujo generado por el ventilador se contrae, la velocidad en el centro (a lo largo del eje), no empieza a decaer sino hasta una distancia relativamente grande. McKee reporta que, para una distancia axial de entre 0.993 y 1.326 veces el radio del rotor, la velocidad en el centro todavía continúa incrementándose. Este resultado establece que para determinar la velocidad axial inducida máxima promedio no es suficiente con medir la velocidad en el eje de la contracción del flujo, sino que es necesario medir la distribución radial de la velocidad inducida.

Con respecto a la Fig. 7, cualitativamente se observa que la velocidad es mínima en el centro, se incrementa radialmente hasta un valor máximo en una posición que está cerca del límite radial (borde de la contracción) del flujo generado por el ventilador para posteriormente caer bruscamente a cero. Axialmente, la velocidad en el eje se incrementa conforme nos alejamos del plano de rotación, mientras que la velocidad axial inducida máxima (cercano al borde de la contracción del flujo) disminuye con el aumento de la distancia al plano de rotación. También se observa que el eje de la estela no coincide con el eje de rotación del ventilador ( $r=0$ ), es decir, se va desviando conforme se aleja del plano de rotación del ventilador. Por ejemplo, el eje de la estela se encuentra al 10% del radio del ventilador, cuando la distancia axial es de 0.4 m.

∞ Cuantitativamente, los datos de la Fig. 8 se procesaron con el fin de determinar la velocidad media,  $U_m$ , para cada distribución de velocidad. Esto se realizó empleando la siguiente ecuación:

$$U_m = \frac{2 \int_0^R U(r) r dr}{R^2} \quad (1)$$

en donde  $U(r)$  es la función que representa la distribución de velocidad en función del radio, la cual se obtuvo al hacer un ajuste de los datos de cada una de las curvas de la Fig. 7, con la función polyfit del Matlab [8];  $r$  es el radio local y  $R$  es el radio del ventilador.

La integración de la ecuación (1) se hizo de manera numérica empleando la función trapz del Matlab [8]. Los resultados obtenidos se muestran en la Fig. 9. Como se observa, la velocidad inducida media máxima se encuentra a 0.10 m del plano de rotación del ventilador, es decir, 0.33 veces el radio del ventilador, valor cercano al proporcionado por Mckee [7].

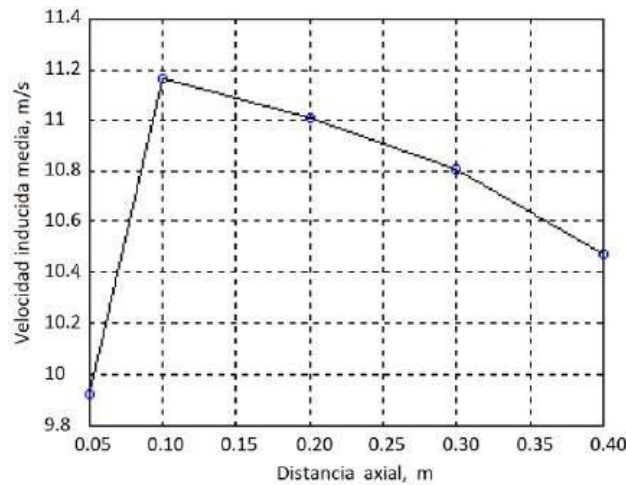


Fig. 9. Variación de la velocidad axial inducida media con la distancia al plano de rotación.

De acuerdo con la teoría del disco actuador, la velocidad axial inducida promedio en el plano de rotación del ventilador es la mitad de la velocidad axial inducida promedio máxima,  $V_{i_{max}}$ , y aplicando la ecuación de continuidad a las velocidades axiales inducidas promedio,  $V_i$ , se determinó el radio de la estela o de la contracción del flujo,  $R_c$ , para las posiciones establecidas, utilizando la siguiente ecuación:

$$R_c = \sqrt{\frac{2 V_{i_{max}} R^2}{2 V_i}} \quad (2)$$



Los valores calculados se muestran graficados en la Fig. 10 Se observa que el radio mínimo, en donde se produce la velocidad axial inducida promedio máxima es de 0.2107 m, es decir, 0.7023 veces el radio del ventilador, un valor muy parecido al que proporciona la teoría del disco actuador (0.7071 veces el radio del disco actuador [4]).

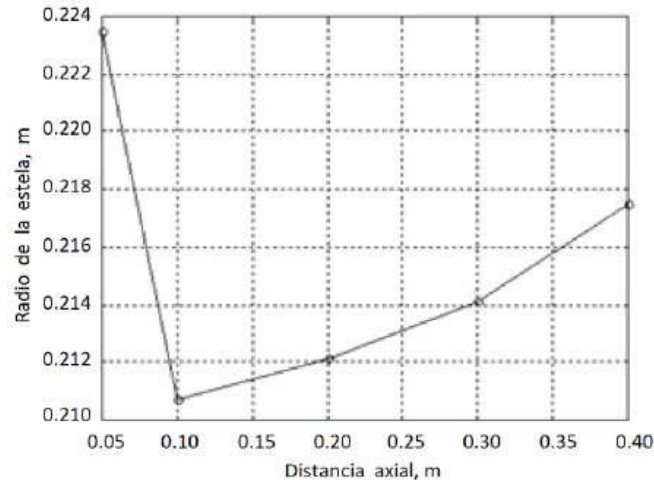


Fig. 10. Variación del radio de la contracción del flujo (estela de la hélice) con la distancia al plano de rotación.

## V. ANÁLISIS DE INCERTIDUMBRE

Puesto que la instrumentación utilizada es convencional y todavía bastante empleada en los laboratorios de aerodinámica y de mecánica de fluidos existe información confiable respecto a la incertidumbre de dichos instrumentos, por lo que este apartado se realizó con base en las referencias consultadas.

### A. Tubo pitot-estático en L

En la referencia [9] se indica que la principal causa de error se debe a la inexactitud al medir la presión estática del flujo ya que generalmente no es posible encontrar la posición correcta para la toma de presión estática con el fin de que registre de forma exacta la presión estática para todas las velocidades posibles a medir. Esta misma referencia indica que la incertidumbre es mayor a bajas velocidades y que la incertidumbre estándar típica de un tubo Pitot-estático sin calibrar es aproximadamente 1.5% y si está calibrado, la incertidumbre es aproximadamente 0.35%. La referencia [10], sin embargo, indica que para un tubo Pitot-estático en L la incertidumbre expandida, la cual es la incertidumbre estándar multiplicada por un factor de cobertura  $k = 2$ , para un nivel de confianza del 95% y suponiendo una distribución normal, es de aproximadamente 4.4% de la velocidad medida. Para este instrumento no se encontró datos para el efecto de la turbulencia en la incertidumbre.

### B. Anemómetro de aspas digital

En la referencia [10] se indica que, para un anemómetro de aspas, la incertidumbre expandida también es de aproximadamente 4.4%, sin embargo, en la referencia [11] se indica que este tipo de anemómetros son muy sensibles a la turbulencia del flujo y determinaron que cuando existe una intensidad de la turbulencia del 20% el anemómetro de aspas da lugar a errores significativos de entre el 20% hasta el 25%.

## VI. CONCLUSIONES

10

La información experimental obtenida indica que la velocidad inducida por un ventilador no es uniforme, esta varía tanto en forma radial como en forma axial. La velocidad axial inducida máxima local se ubica muy cerca del plano de rotación (la velocidad máxima medida fue a 0.05 m del plano de rotación) y cerca del límite radial de la contracción del flujo (estela), aproximadamente entre el 60% y el 73% del radio del ventilador; sin embargo, a lo largo del eje de la contracción del flujo, la velocidad inducida se incrementa conforme se aleja del plano de rotación y que la velocidad axial inducida promedio máxima se encuentra a una distancia del 33% del radio del ventilador. Por lo anterior se concluye que la distancia antes indicada es la mejor ubicación del eje del cilindro giratorio destinado a producir el efecto Magnus. Adicionalmente se concluye que el diámetro del cilindro debe ser como máximo igual al 70 % del diámetro del ventilador con la finalidad de que todo el diámetro del mismo quede bañado por el flujo que genera el ventilador con la velocidad axial máxima promedio y así lograr la máxima fuerza posible que puede generar el efecto Magnus. Las proporciones antes indicadas no se pueden cumplir en la práctica ya que el cilindro se traslaparía con el plano de rotación del ventilador, por lo cual se debe utilizar una distancia mayor entre el eje del cilindro y el plano de rotación del ventilador (mayor al 35 % del radio del ventilador), provocando que el eje del cilindro no quede ubicado en la zona de velocidad axial máxima promedio. Por otra parte, está también la opción de ubicar el eje del cilindro en la zona de velocidad axial máxima promedio y reducir el diámetro del cilindro giratorio, con lo cual se reduce el área en planta del cilindro giratorio. En ambos casos, el resultado será la obtención de una fuerza de empuje menor a la máxima posible ya que la fuerza de empuje que genera el efecto Magnus depende de la velocidad axial del flujo al cuadrado y del área en planta del cilindro giratorio. Finalmente, es conveniente mencionar que este resultado no toma en cuenta la rotación del cilindro, lo cual seguramente debe modificar la distribución radial de la velocidad inducida y por tanto la ubicación más adecuada del cilindro. Este aspecto será analizado en un estudio posterior, una vez que se haya calibrado el equipo construido para medir la fuerza generada por el efecto Magnus.

## REFERENCIAS

- [1] Instituto Politécnico Nacional, “Aparato Propulsor para Vehículos Terrestres y/o Marítimos Basado en el Efecto Magnus”, patente otorgada por el IMPI el 17 de mayo del 2018. Título de patente No. 356351. Inventores: T. Fernández-Roque y J. F. Vázquez-Flores.
- [2] Instituto Politécnico Nacional, “Equipo de Laboratorio para Medir la Fuerza de Empuje Generada por el Efecto Magnus”, patente otorgada por el IMPI el 15 de febrero del 2021. Título de patente No. 380046. Inventores: T. Fernández-Roque y J. F. Vázquez-Flores.
- [3] R. G. Lomas Rodríguez, “Diseño y Construcción de un Equipo de Laboratorio Didáctico para Medir la Fuerza de Empuje Generada por el Efecto Magnus”, tesis de licenciatura, ingeniería aeronáutica, Instituto Politécnico Nacional, Ciudad de México, México, 2016.
- [4] G. A. M. van Kuik, J. N. Sørensen, V. L. Okulov, “Rotor theories by Professor Joukowski: Momentum theories”, *Progress in Aerospace Sciences*, vol. 73, pp. 1-18, 2015. doi: <https://doi.org/10.1016/j.paerosci.2014.10.001>
- [5] “Froude’s momentum theory of propulsion”, *Helicopters & Aircraft*, <http://heli-air.net/2016/02/28/froude-s-momentum-theory-of-propulsion/> (consultada el 30 de mayo del 2023).
- [6] A. Gessow, “Review of Information on Induced Flow of a Lifting Rotor”, NACA TN 3238, August 1954. Available <https://ntrs.nasa.gov/api/citations/19930083909/downloads/19930083909.pdf>
- [7] J. W. McKee, R. L. Naeseth, “Experimental Investigation of the Drag of Flat Plates and Cylinders in the Slipstream of a Hovering Rotor”, NACA TN 4239, April 1958. Available <https://ntrs.nasa.gov/api/citations/19930085197/downloads/19930085197.pdf>
- [8] D. M. Etter, *Solución de Problemas de Ingeniería con MatLab*, 2ª. Ed. Prentice Hall, 1998.
- [9] M. Hall, T. T. Yeh, “Airspeed calibration service”, National Institute of Standards and Technology, Gaithersburg, MD, 2007. doi: <https://doi.org/10.6028/NIST.SP.250-79>
- [10] O. Ruont, M. Vilbaste, Report of the Air velocity interlaboratory comparison measurement between Jormita OY and Testing Centre, University of Tartu, 2013, Littoinen, Finland, Tartu, Estonia. Available [http://www.katsekoda.ut.ee/sites/default/files/katsekoda1/files/interlaboratory\\_comparison\\_report\\_jormit\\_a\\_tcut\\_130613.pdf](http://www.katsekoda.ut.ee/sites/default/files/katsekoda1/files/interlaboratory_comparison_report_jormit_a_tcut_130613.pdf)
- [11] T. B. Beck, D. M. Bardot, M. H. Hosni, “Uncertainty Analysis of the Experimental Results Investigating the Effects of Turbulence Intensity on the Performance of Rotating Vane Anemometers”, *Conference Proceeding by ASHRAE*, 2002, technical papers 4593 (RP-986).