

# Diseño de un banco de pruebas para ventiladores axiales en serie, norma ANSI/AMCA 210

## Design of a test bench for axial fans in series disposition, standard ANSI/AMCA 210

Andrés Rocha Molina, Heiner Castañeda Gómez, Jairo Salcedo Naizir, Luis De La Cruz Natera, Javier Roldán Mckinle

*Ingeniería mecánica, Universidad del Atlántico, Grupo DIMER, Barranquilla, Colombia*

Correo-e: [andresr.1@hotmail.com](mailto:andresr.1@hotmail.com), [hcastanedagomez@gmail.com](mailto:hcastanedagomez@gmail.com),  
[jalbertosalcedo@gmail.com](mailto:jalbertosalcedo@gmail.com), [luismi91.ing@gmail.com](mailto:luismi91.ing@gmail.com),  
[javierroldan@mail.uniatlantico.edu.co](mailto:javierroldan@mail.uniatlantico.edu.co)

**Resumen**— Se presenta la aplicación de la norma ANSI/AMCA 210 para la implementación de un banco de ventiladores axiales en serie, teniendo en cuenta criterios de ergonomía y diseño de producto para el dimensionamiento general. El software SolidWorks fue utilizado para la generación de un modelo CAD usado para evaluar los componentes estructurales y de sujeción, así como para la generación de planos del equipo.

**Palabras clave**— Ventiladores axiales, ANSI/AMCA 210, Pitot

**Abstract**— It is presented the fabrication of a bench for axial fans in series disposition, according with the ANSI/AMCA 210 standard. Ergonomics and product design were taken into account for the general dimensioning of the bench. A SolidWorks CAD model was used to evaluate the safety of the structural and fasten components. Elements technical drawings were also generated from this CAD model for fabrication.

**Key Word** — Axial fans in series, ANSI/AMCA 210, Pitot

### I. INTRODUCCIÓN

La ventilación ocupa un lugar destacado en la industria moderna debido a la necesidad de controlar la temperatura y el nivel de contaminación del aire circulante [1] al interior de fábricas, minas, túneles, barcos, hospitales, y en sistemas de acondicionamiento de aire, entre otros escenarios de aplicación. Un sistema de ventilación ayuda a garantizar condiciones confortables de trabajo, disminuyendo así los riesgos laborales causados por altas temperaturas, partículas nocivas en el aire, y ambientes tóxicos o de poco oxígeno, entre otros [2]. Este sistema de ventilación integra diferentes elementos que varían de acuerdo con la aplicación y naturaleza del aire a circular [3], pero que de manera general consta de: conductos a través de los cuales circula el aire, campanas de extracción para la captación

de los contaminantes en el foco, separadores y/o filtros para su recolección, y ventiladores transporte forzado del aire a través tales elementos.

Los ventiladores o unidades generadoras de flujo de aire para los sistemas de ventilación se clasifican de acuerdo con la direcciones de entrada y salida del aire, como axiales o centrífugos; este último por ejemplo cambia la dirección del aire de salida a perpendicular a la dirección de la entrada de aire al equipo. Un ventilador axial en cambio, mueve un gas o aire en dirección paralela a la rotación del eje, es decir que mueve el aire en la misma dirección de su giro; estos son idóneos para aplicaciones de baja resistencia del fluido y bajas presiones [4]. Este tipo de ventilador presenta distintas características operacionales que dependen de su disposición, formas de los álabes, y velocidad de trabajo, entre otros factores. Una de las consideraciones para evaluar un sistema de ventilación es el número y disposición de ventiladores, pudiendo estos estar dispuestos en paralelo si se desea aumento de caudal, o en serie si se busca un aumento en la presión del aire del sistema [2].

Para determinar las características y evaluar el desempeño de ventiladores bajo distintos escenarios, es necesario someterlos a diferentes regímenes de velocidad de rotación y valores de presión para obtener datos que permitan determinar las mejores condiciones de trabajo. Uno de los escenarios ideales para tales variaciones tiene lugar en los bancos de ensayos [5], debido principalmente al alto costo de las pruebas en campo. Típicamente los bancos de ventiladores se utilizan hoy día para evaluar arreglos en serie, paralelo o combinaciones, en ventiladores centrífugos y axiales, diseñados principalmente para determinar la curva del equipo y su rendimiento.

En este artículo se presenta el proceso de diseño de un banco de ventiladores axiales dispuestos en serie. Actualmente existen bancos comerciales disponibles para la compra [6], pero son costosos puesto que la mayoría son importados. Un trabajo similar fue desarrollado por Crespo y Silva [7], quienes construyeron un banco para ventiladores axiales en serie y en paralelo para obtener la curva del sistema. En este reporte, la forma de los bancos de ensayos de ventiladores y la disposición de sus elementos no se hace de manera arbitraria, puesto que existe normativa mundial desarrollada para su diseño e implementación por asociaciones de estándares especializadas tales como ANSI: American National Standards Institute [8], y AMCA: Air Movement and Control Association. La norma ANSI/AMCA STANDARD 210 [9] establece un método uniforme que se aplica a los laboratorios de ventiladores y otros dispositivos de movimiento de aire, para determinar el rendimiento aerodinámico, en términos de caudal, presión, potencia, densidad del aire, velocidad de rotación y eficiencia.

## II. DISEÑO GENERAL DEL EQUIPO

El dimensionamiento del sistema inicia con la selección del ventilador. A partir del diámetro del equipo se desarrollan ecuaciones y planos de construcción dados por [10] y se procede al diseño de los conductos y accesorios del banco de ensayos. La norma [10] no indica la tipología del ventilador, por lo que en su selección se estudian otro tipo de factores, tales como: disponibilidad en el mercado, requerimientos técnicos y operacionales, dimensiones y costos, entre otros.

### A. Dimensionamiento de los ventiladores.

Un ventilador tiene tres componentes básicos: armazón, motor y hélices. El armazón es la estructura de soporte del ventilador que acopla el equipo a los conductos del banco. Su diseño posee una base en forma de equis donde se fija el motor con las hélices y un agujero de 12 cm de diámetro que permite el flujo de aire. Se construye en acero inoxidable 304A como se observa en la Fig. 1, esto para ofrecer mayor durabilidad.



Figura 1. Armazón ensamblado en el banco de ensayos.

Se selecciona un motor de sin escobilla, dada las altas eficiencias y velocidades de rotación que ofrece este tipo de motor [10], se selecciona el motor Brushless A2212/13T 1000 KV controlado por PWM (Pulse-Width Modulation) mostrado en la Fig. 2. En la Tabla 1 se muestran sus especificaciones técnicas.

TABLA I. ESPECIFICACIONES DEL MOTOR BRUSHLESS A2212/13T 1000 KV

Parámetro	Valor/Descripción
Máx. eficiencia	80%
Numero de celdas	2-3 Li-Poly
Dimensiones motor	27,5 x 30 mm
Diámetro del eje	3,17 mm
Peso motor	48 g
Capacidad de arrastre	500-700 g
Material	Aleación de Al
Sensibilidad	1000 RPM/V
Corriente sin carga	10V: 0,5 A
Corriente máxima	12 A/60 s
Driver	ESC-30A
Resistencia interna	90 mΩ

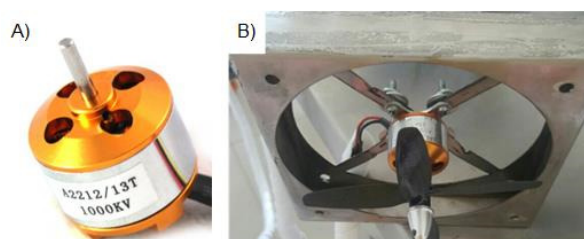


Figura 2. Armazón ensamblado en el banco de ensayos.

Las hélices impulsadas por el motor se deben seleccionar de tal forma que generen una fuerza de empuje lo suficientemente alta para ser captada por un transductor de presión diferencial que sugiere la norma. Las hélices deben tener un ángulo de ataque definido y dimensiones que se ajusten a los ductos del banco y al acoplamiento con el eje del rotor, por lo cual se selecciona una hélice con las especificaciones mostradas en la Tabla 2, dicha hélice está elaborada en fibra de carbono, lo que la hace más resistente y ligera, garantizando la obtención de altas velocidades al menor consumo de potencia eléctrica del motor.

TABLA II. CARACTERÍSTICAS HÉLICES MODELO 4028

Parámetro	Valor/Descripción
Material	Fibra de carbono
Longitud de hélice	4"
Grado de inclinación	2.8°
Diámetro del eje	5 mm

### B. Ductos.

El material de los ductos que conforman el banco de ensayos se selecciona teniendo en cuenta factores como la disponibilidad del material en Barranquilla, el costo, la durabilidad que presenta en ambientes adversos, la maquinabilidad, antecedentes en otros bancos y la practicidad al momento del mantenimiento. Se tienen en cuenta dos alternativas las cuales se presentan en la Tabla 3, donde se califican los diferentes factores como excelente, aceptable, pobre, alto y bajo.

TABLA III. ALTERNATIVAS PARA EL MATERIAL DE LOS DUCTOS DEL BANCO DE VENTILADORES

Material	Disp	Durab	Maq	Mtto	Costo
AISI 304	Excelente	Excelente	Excelente	Excelente	Alto
Fibra de vidrio	Excelente	Aceptable	Aceptable	Excelente	Bajo

Disp: disponibilidad; Durab: durabilidad; Maq: maquinabilidad; Mtto: mantenimiento;

De las dos alternativas en la Tabla 3, el acero inoxidable AISI 304 [11] presenta mejores prestaciones, por lo tanto se opta por este material para la construcción de las piezas. Además, el acero inoxidable otorga una presentación visual destacable con respecto a la fibra de vidrio. Por otra parte, la durabilidad es uno de los factores que más preponderancia tienen debido al ambiente corrosivo que se presenta en la ciudad de Barranquilla, por lo que se prevé una larga durabilidad para el banco, sustentándolo con un buen mantenimiento preventivo.

La norma [10] establece cuatro tipos de instalaciones para la caracterización de los ventiladores: A: Ventilador seleccionado, B: Entrada libre, salida con ducto, C: Entrada con ducto, salida libre, D: Entrada con ducto, salida con ducto. Para el banco propuesto se escoge la instalación D, que establece una entrada con ducto y una salida con ducto, debido a la simplicidad en el diseño y menor requerimiento de accesorios. La configuración es presentada en la Fig. 3, con componentes y ubicación de los mismos en función del diámetro de los ventiladores D.

C. Tobera o boquilla de entrada.

El dimensionamiento de la tobera fue desarrollado con base en un plano esquemático dado por [10], Fig. 4. La norma presenta las siguientes sugerencias para el diseño y construcción de la tobera: “La boquilla debe tener una sección transversal que consiste en porciones cilíndricas y elípticas (Fig. 5). La porción cilíndrica se define como la garganta de la tobera”. “La sección transversal de la porción elíptica es un cuarto de elipse, que tiene como eje mayor D y eje menor 0.667 D”. “Se recomienda que la dimensión L de la garganta de la boquilla sea  $0.6D \pm 0.005D$ , o  $0.5D \pm 0.005D$ ”. “La dimensión D de la garganta de la boquilla debe ser medida con una precisión de 0.001D a la entrada de la garganta a una distancia L desde la salida hacia la entrada de la boquilla, y en la salida de la tobera”. El borde elíptico da la forma a la tobera, en la Fig. 4 se muestra en detalle las medidas generales para su construcción.

Conforme a los planos de construcción dados por [10], se definen las medidas reales de la tobera con base en el diámetro del ventilador diseñado (12cm), obteniendo así el plano as-built mostrado en la Fig. 6. Con la información obtenida sobre las dimensiones y el diseño preliminar se procede a su construcción. El proceso consiste en construir un molde con las dimensiones requeridas para luego repujar el material y lograr el perfil elíptico, para finalmente darle un acabado superficial, este procedimiento se hizo de forma similar al empleado para la elaboración de trompetas. En la Fig. 7 se puede observar el resultado obtenido y el modelo en SolidWorks.

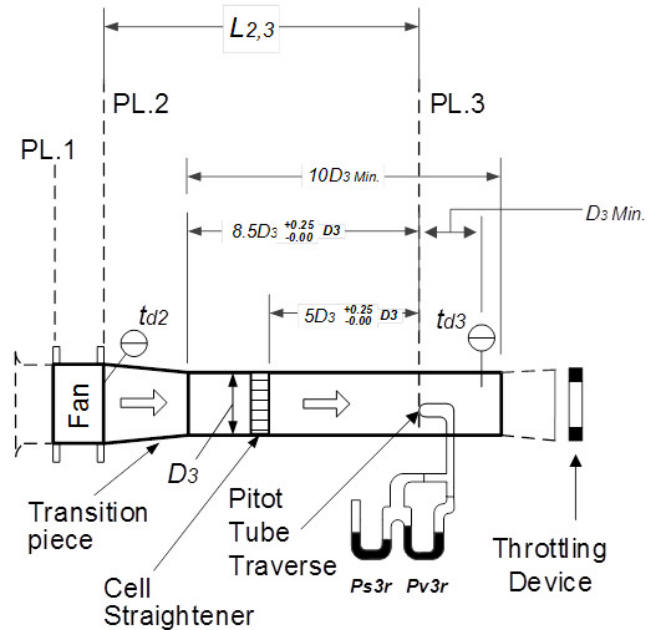


Figura 3. Esquema de configuración de entrada y salida del ducto.

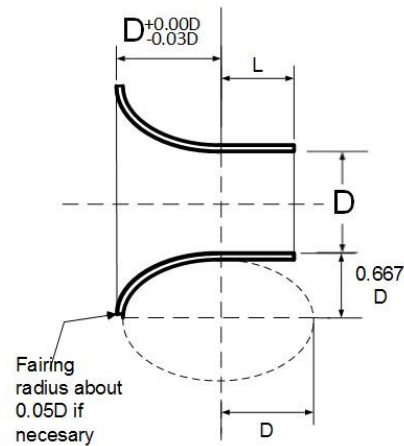


Figura 4. Plano esquemático de la tobera en función de la dimensión D.

D. Tramo 1.

El tramo 1 conecta el primer ventilador con el segundo, para crear la disposición en serie. Se puede observar en la Fig. 3 identificado como sección PL.2. El tramo uno tiene una medida longitudinal de 3D, donde D es el menor valor de diámetro de sección que tenga el banco, el cual es de 10cm, lo que corresponde a un total de 30 cm. Adicionalmente en un estudio reportado en [12] se determina el rendimiento de dos ventiladores axiales acoplados en serie, dicho estudio sugiere que los ventiladores deben estar separados por una distancia aproximada de 2 a 3 veces el diámetro del ventilador, lo que concuerda con longitud de 30cm obtenida con [10]. Esta distancia entre los ventiladores permite que el vórtice de flujo de aire formado por el primer ventilador y que es recibido por el segundo sea de menor proporción y no afecte su rendimiento. En la Fig. 8(A) se muestra el plano “As-built” de este tramo.

Posteriormente, se da paso a la construcción del tramo 1. El proceso consiste en doblar una lámina de acero inoxidable mediante un rolado y darle forma cilíndrica con las medias apropiadas para obtener la longitud y el diámetro requerido, luego se procede a soldar los pliegues unidos de la lámina con soldadura de acero inoxidable 304A. En la Fig. 8(B y C) se muestra el Tramo 1 real luego de su construcción y su respectivo modelo en SolidWorks.

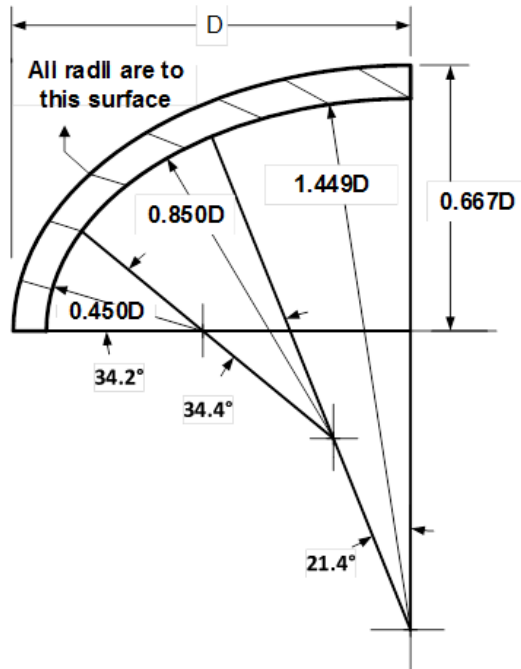


Figura 5. Aproximación elíptica de tres radios para la boquilla.

E. Pieza de transformación.

La pieza de transformación se ubica después del segundo ventilador axial, se observa en la Fig. 3 como “transition piece”. Esta pieza se usa cuando el ducto y el ventilador tienen diferentes tamaños o formas. En este caso reduce el diámetro del ducto de 12cm a 10cm, como se muestra en el plano de Fig. 9. El ángulo de convergencia no debe exceder 7.5° como sugiere la norma, Fig. 10. La pieza se construye en lámina de acero inoxidable 304A, con procedimiento de rolado, seguido de soldadura de aristas y pulido para obtener la pieza mostrada en la Fig. 11.

F. Tramo 2.

Este tramo se ubica después de la pieza de transformación, rotulada como PL.3 en la Fig. 8. Tiene un diámetro de 10cm y de acuerdo con [10] su longitud es de 33cm. Por esta pieza circulará el flujo de aire generado por los dos ventiladores antes de llegar al rectificador de flujo, permitiendo que se empiece a desarrollar un flujo laminar antes de alcanzar el tubo Pitot. La Fig. 12(A) muestra el plano dimensional del tramo 2. El proceso de construcción de esta pieza es similar al del tramo 1. En la Fig. 12 (B) y (C) se observan el accesorio y el modelo en SolidWorks, respectivamente.

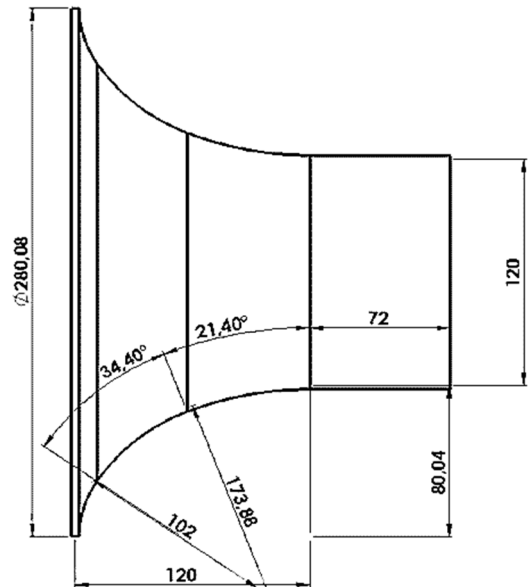


Figura 6. Plano dimensional de la tobera en función del diámetro (medidas en mm).

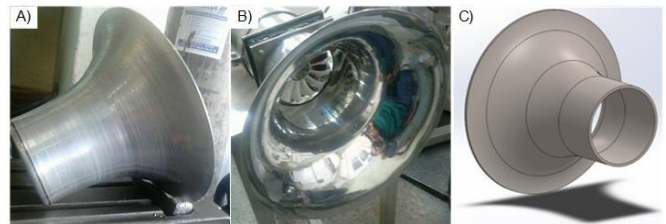


Figura 7. Foto real de la tobera de entrada (A) Antes del acabado superficial, (B) Después del acabado superficial, (C) Modelo en SolidWorks.

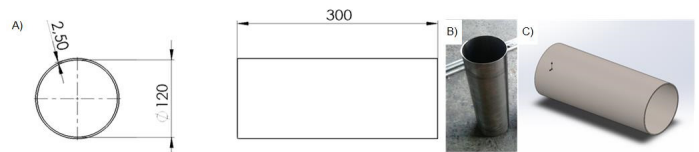


Figura 8. A) Plano dimensional del Tramo 1 (medidas en milímetros) B) Fotografía tramo real y C) Modelo en SolidWorks.

G. Rectificador de flujo.

El rectificador de flujo se encuentra justo después del tramo 2, y se identifica en la Fig. 3 como “cell straightener”. Esta pieza permite que las líneas de flujo de aire sean aproximadamente paralelas al eje del ducto. La ubicación del sensor tubo Pitot depende de este elemento, debido a que el rectificador elimina los vórtices generados por los dos ventiladores y permite que el flujo de aire sea laminar a la entrada de este sensor, ubicado a 5 veces el diámetro del ducto (50cm) para garantizar una lectura estable del transductor de presión [1]. Las dimensiones del rectificador se definen por el plano mostrado en la Fig. 13, de acuerdo con la norma, con tolerancia de  $\pm 0.005D$ . Las celdas



deben ser planas y rectas, y el valor de  $\gamma$  mostrado en la Fig. 13 debe ser menor de 3mm. Se elabora un modelo en SolidWorks para pre visualizar la pieza como se muestra en la Fig. 14(A). El rectificador se construyó en nylon, un material de bajo costo y alta maquinabilidad adecuado para el ambiente de trabajo del banco y con credenciales de alta durabilidad. Finalmente, se obtiene el rectificador de flujo mostrado en la Fig. 14(B), el cual cumple con los objetivos del accesorio sugerido por [10].

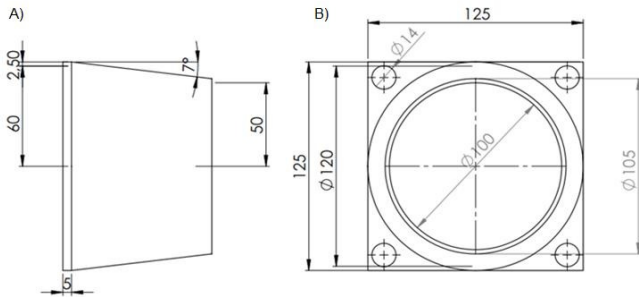


Figura 9. Plano dimensional de la pieza de transformación (medidas en mm) A) Vista lateral y B) Vista Frontal.

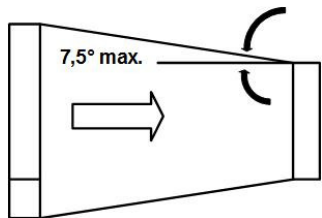


Figura 10. Plano esquemático de la pieza de transformación.

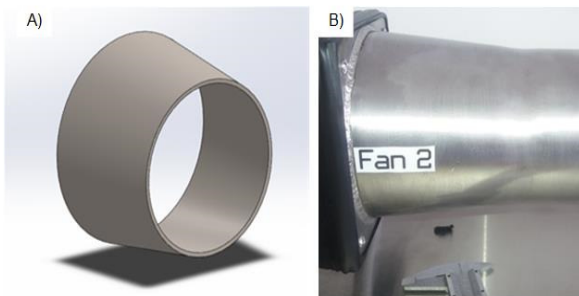


Figura 11. A) Modelo SolidWorks B) Fotografía del accesorio.

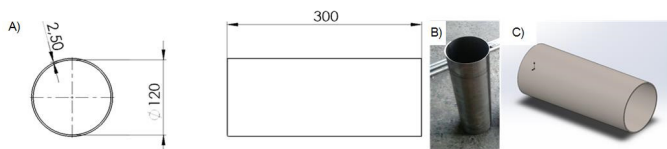


Figura 12. A) Plano dimensional del Tramo 2 (medidas en milímetros) B) Fotografía real del tramo C) Modelo en SolidWorks.

#### H. Tramo 3.

El tramo 3 del banco se encuentra justo después del rectificador de flujo (“cell straightener” en la Fig. 3). Este elemento tiene un diámetro de sección de 10cm al igual que el tramo 2. Por este elemento circula el flujo de aire rectificado para llegar a la entrada del tubo Pitot que estará localizado a  $5 \cdot D$  (50cm) de la salida del rectificador. La longitud se define de acuerdo al

esquema de la configuración D escogida. Según la Fig. 8 se determina la longitud del tramo 3 en 50cm. En la Fig. 15 se observa el plano “As-built” del tramo 3. Para la construcción de esta pieza se utiliza una lámina 304<sup>a</sup> de 2.5mm espesor, y se realiza un rolado para obtener la forma cilíndrica deseada con diámetro de 10cm. Posteriormente se sueldan las aristas y se realiza un acabado superficial y al interior del tramo con el objetivo de disminuir la fricción generada por los defectos superficiales que puedan afectar al flujo de aire.

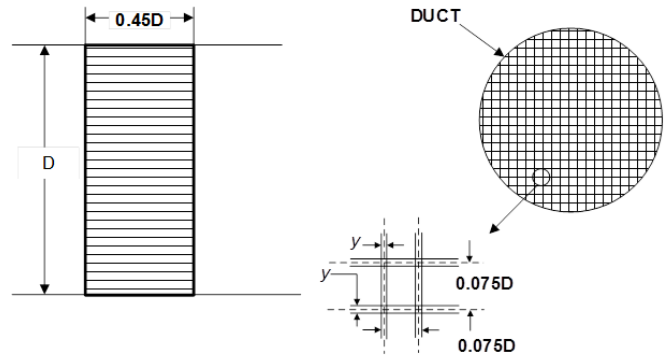


Figura 13. Plano dimensional del rectificador de flujo.

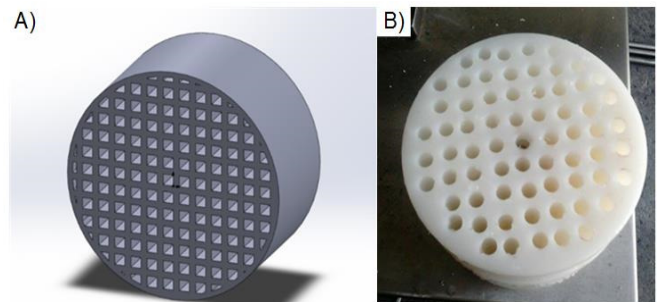


Figura 14. A) Diseño preliminar elaborado en SolidWorks del rectificador de flujo y B) Fotografía del accesorio.

#### I. Difusor de salida.

El difusor de salida se encuentra entre el tramo 3 y el “throttling device”, representado con una línea punteada en la Fig. 3. Su función es disminuir la velocidad de salida del fluido mediante el aumento del área de circulación del aire. El ángulo de divergencia de este elemento debe ser inferior a  $3.5^\circ$ , Fig. 16. La norma establece las medidas para esta pieza, cuyo plano es mostrado en la Fig. 17(A). Para su construcción se inicia con forma cónica generada por rolado a una lámina de acero inoxidable AISI 304. En la Fig. 17(B) y (C) se observa el producto final y su respectivo modelo en SolidWorks.

#### A. Dispositivo de estrangulamiento.

El dispositivo de estrangulamiento o dámper se representa en la Fig. 3 como “throttling device”. Es un disco de nylon de 10cm de diámetro, suficiente para obstruir completamente la salida del flujo de aire al final del banco. Para cambiar su posición y generar variaciones en el caudal se fija a un tornillo. La Fig. 18 muestra el disco de nylon y el modelo en SolidWorks.

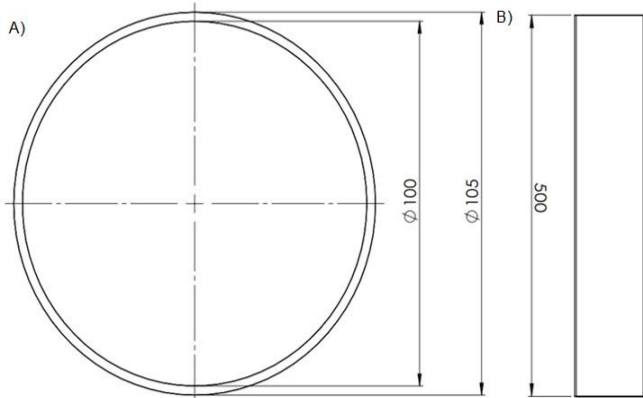


Figura 15. Plano dimensional del tramo 3 (medidas en mm).

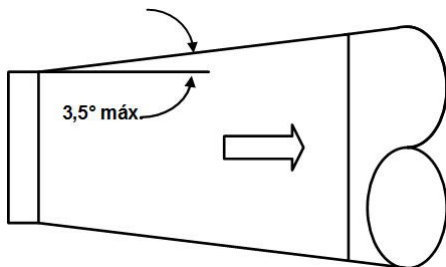


Figura 16. Plano esquemático del difusor salida.

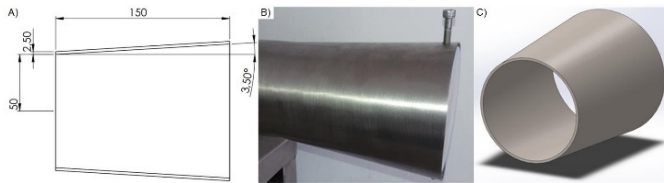


Figura 17. Plano dimensional del difusor salida (medidas en mm).

**B. Ubicación del tubo Pitot.**

El sensor Pitot debe estar ubicado a 5D del rectificador de flujo [10], Fig. 19, donde D es el diámetro de la sección (10cm); el rectificador se ubica a 50cm de la salida del rectificador. La Fig. 20 muestra el plano dimensional del tubo Pitot instalado [13].

**C. Elementos de sujeción.**

Los componentes del banco se anclan al mueble con tornillos ordinarios de 1/16" y 1/2", Fig. 21, unidos a una barra de acero inoxidable 304A con agujero roscado para lograr un apriete que soporte las fuerzas generadas. Una vez definidos, diseñados y construidos todos los accesorios y componentes que conforman los conductos de aire del banco, se procedieron a ensamblar, dando como resultado el equipo mostrado en la Fig. 22.

**III. DIMENSIONAMIENTO GENERAL DEL BANCO**

Las medidas finales del banco de dependerán de las características de los usuarios [14]-[16], en este caso la población son los estudiantes de Ingeniería Mecánica de la Universidad del Atlántico [17],[18]. Ante la falta de estudios que hallan caracterizado esta población, estas medidas son

tomadas de un estudio realizado sobre los parámetros antropométricos de la población laboral colombiana desarrollado por el Instituto de Seguros Sociales y la Universidad de Antioquia [19]. Este proporciona medidas para ambos sexos y rangos de edad. Por las características de la población a la cual va dirigido este proyecto, se utilizan los datos del grupo etario entre 20 y 29 años, véase la Tabla 4.

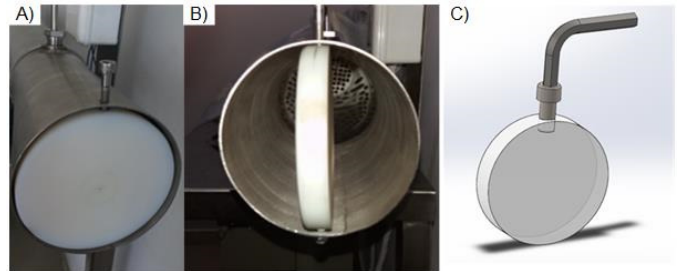


Figura 18. Amortiguador (damper) del banco A) totalmente cerrado, B) Totalmente abierto y C) Modelo en SolidWorks.

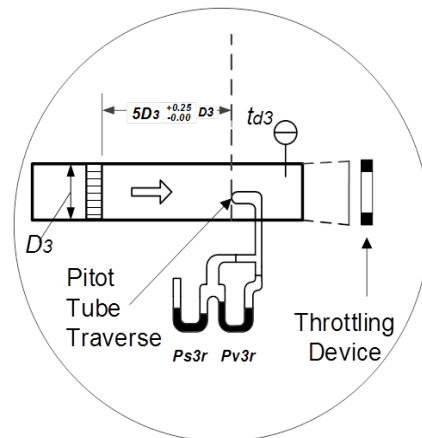


Figura 19. Ubicación del tubo Pitot en el banco [9].

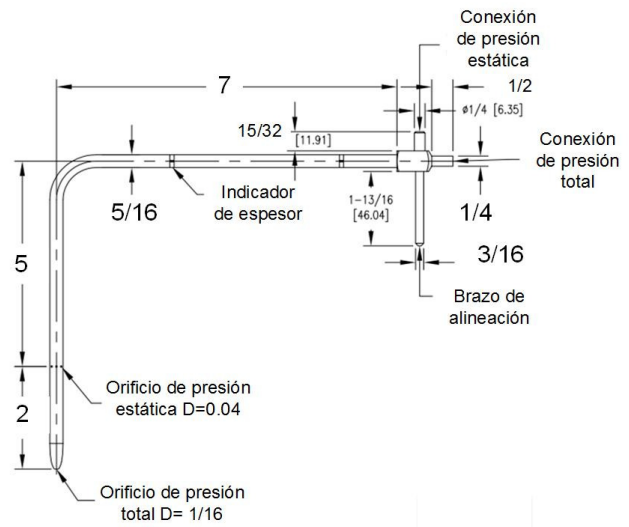


Figura 20. Plano dimensional del tubo Pitot instalado (medidas en in).

Se inicia con la determinación de la altura de la superficie de trabajo del banco. El uso de los activos del banco no requiere de grandes esfuerzos físicos o necesidad de realizar labores con

gran precisión y se considera como trabajo ligero para ubicación de la superficie de trabajo a una altura de 0 a 12cm por debajo del codo del usuario, Fig. 23, esta figura muestra dimensionamiento del banco de ensayos. La altura del codo es de 106.6 cm (resultado de promediar la altura de codo de hombre y mujer, 11.7cm y 105.5cm, respectivamente, Tabla 4) por lo que la altura de la mesa de trabajo es de 95 cm. Se realiza el diseño para el percentil 80 (P80), es decir que al menos el 80% de la población que hará uso del banco de ensayos tendrá una experiencia agradable y cómoda, y solamente el 20% de la población podría contar con alguna incomodidad o dificultad al usar el banco.

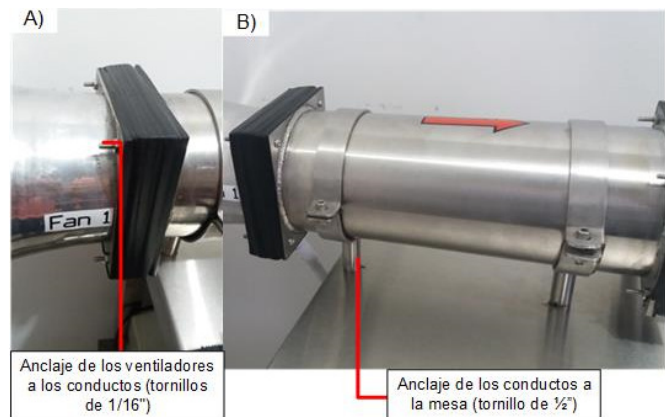


Figura 21. Anclajes de bases de los ventiladores A) Anclajes de los ventiladores a la ductería y B) Anclajes de la ductería a la mesa.

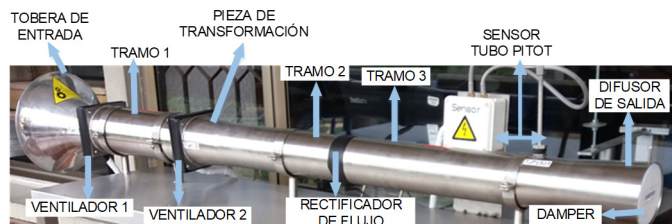


Figura 22. Producto final del banco de ventiladores axiales.

La medida del alcance de la extremidad superior correspondiente al alcance máximo del brazo y permite determinar una distancia máxima para la profundidad de la mesa que soporta el ducto. Para el banco dicha distancia es de 64.5cm, sin embargo debido a su geometría y a factores económicos, se establece de 41cm, Fig. 23, la cual se encuentra dentro del rango permitido según el diseño.

#### IV. SEGURIDAD ESTRUCTURAL DEL BANCO

##### A. Verificación estática de la estructura.

Para garantizar la integridad física del banco de ensayos y sus activos se procede a verificar la seguridad estructural de la mesa sobre la cual se apoya, Fig. 24 (A), mediante el modelo CAD desarrollado en SolidWorks mostrado en la Fig. 24(B). Se analiza una carga P (véase la Fig. 25(A)) que resulta de considerar, como caso extremo, el peso de un estudiante sentado en esa esquina de la mesa de trabajo. Considerando el peso

promedio del estudiante como 70Kg, y un factor de servicio para la carga de 2, se establece la carga en 140 Kg, equivalentes a 1372N. El diagrama de cuerpo libre de la Fig. 25(B) muestra las cuatro reacciones RA, RB, RC, RD que soportaran la carga total. La ecuación que representa el análisis estático está dada por la sumatoria de fuerzas a lo largo del eje y, como se plantea en (1) y reemplazando valores se obtiene (2).

$$(\uparrow+) \Sigma F_y = R_A + R_B + R_C + R_D - P = 0 \tag{1}$$

$$R_A + R_B + R_C + R_D = 1372 \text{ N} \tag{2}$$

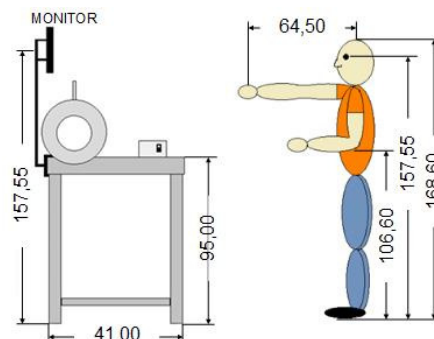


Figura 23. Dimensionamiento de mesa y usuario (medidas en cm).

TABLA IV. DIMENSIONAMIENTO DE LOS USUARIOS DEL BANCO

Variable	H (cm)	M (cm)	P (P@)	Observaciones
Altura (Estatura)	175,5	161,7	80	Dimensión general en espacio de trabajo
Altura ojos [usuario de pie]	164,3	150,8	80	Para disponer monitor de resultados
Altura radial (del codo) [usuario de pie]	110,7	102,5	80	Para determinar la altura optima del banco
Alcance anterior de extremidad superior	67,2	61,8	80	Para determinar lejanía máxima de objetos a usar



A) Fotografía real del banco de ensayos y B) Modelo en SolidWorks del banco de ensayos de ventiladores.

Se continua con el análisis del elemento AE mostrado en la Fig. 26(A), sobre el cual actúa la carga P axialmente, y se determina la carga crítica de este elemento, mediante los criterios (3) y (4) [20],[21] para establecer la estabilidad de la estructura con base en la carga aplicada: PA, la carga permisible: PP, y la carga crítica: PC.

$$P_A < P_P < P_C \rightarrow \text{Estable} \quad (3)$$

$$P_A > P_C \rightarrow \text{Inestable} \quad (4)$$

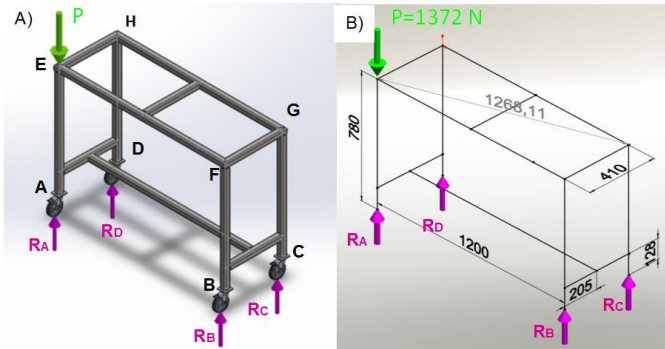


Figura 25. A) Distribución espacial de las fuerzas y reacciones sobre la estructura b B) plano dimensional de la mesa (medidas en mm).

Se analiza el elemento AE como una columna considerando su esbeltez, es decir, la relación entre la longitud y las dimensiones de su sección transversal, véase la Fig. 26(B). La medida de esbeltez efectiva de una columna es la relación de esbeltez SR [20], definida como:

$$SR = \frac{KL}{r} = \frac{L_E}{r}, \quad (5)$$

donde L: longitud real de la columna entre los puntos de apoyo, K: factor de fijación de los extremos,  $L_E$ : longitud efectiva y r: radio de giro mínimo de la sección transversal de la columna. El radio de giro r de (5) está definido por:

$$r = \sqrt{\frac{I}{A}}, \quad (6)$$

donde I: momento de inercia de la sección transversal con respecto a uno de los ejes principales y A: área de la sección transversal. El momento de inercia, I, de la sección trasversal de la columna se calcula mediante [20]

$$I = \frac{b^4}{12} - \frac{(b-2e)^4}{12}, \quad (7)$$

donde  $b=3.80\text{cm}$  y  $e=0.2\text{cm}$  son la longitud de los lados y el espesor de la columna, respectivamente. Se obtiene un valor de  $11.136\text{cm}^4$  para el momento de inercia El área de sección transversal es  $A=2.88 \times 10^{-4}\text{m}^2$ , por lo cual a partir de (6) se obtiene un radio de giro  $r=0.0197\text{m}$ .

Para definir la carga crítica  $P_C$  se debe determinar si la columna es larga o corta, lo cual se realiza con base en los criterios de la relación de esbeltez de transición  $C_C$  definida por [21]:

$$C_C = \sqrt{\frac{2\pi^2 E}{S_Y}}, \quad (8)$$

donde E: módulo de elasticidad,  $S_Y$ : límite elástico. Al reemplazar para acero inoxidable AISI 304  $E=190000\text{MPa}$  y  $S_Y=206.8\text{MPa}$ , se obtiene  $C_C=134.7$ . Para la longitud efectiva  $L_E$  se asume el valor recomendado para la condición de columna AE definido como un extremo fijo y otro empotrado, tal como el mostrado en la Fig. 27, por lo que se calcula un  $L_E=0.65L=0.5\text{m}$ , donde L es la medida de la columna (longitud del elemento AE).

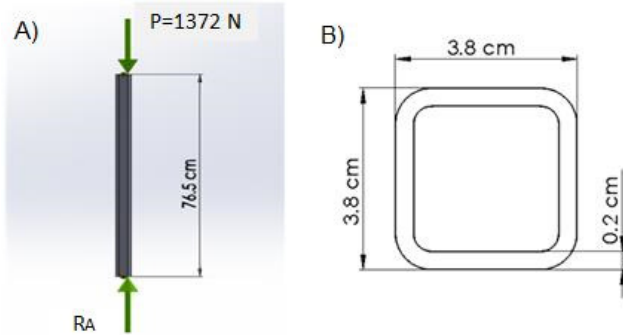


Figura 26. A) Diagrama de cuerpo libre del elemento AE y B) Sección transversal de la columna.

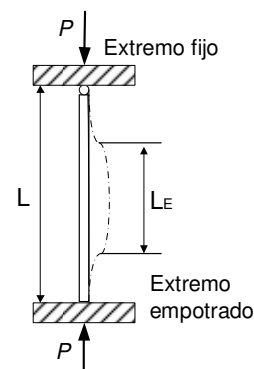


Figura 27. Condición de extremo fijo y otro empotrado para columnas.

Si  $L_e/r > C_C$ , entonces la columna es larga y para analizarla se utilizará la fórmula de Euler. Si  $L_e/r < C_C$ , entonces la columna es corta y se deberá utilizar la fórmula de Johnson. Reemplazando en (6) los valores de radio de giro y longitud efectiva se obtienen un valor de  $SR=33.6$ . Con estos valores se cumple que  $L_e/r < C_C$ , entonces la columna es corta y se utiliza la fórmula de diseño de Johnson [21] para definir la carga crítica  $P_C$  mediante (9) [21] para obtener  $P_C=57704\text{N}$  con una carga aplicada  $P_A=1372\text{N}$  con lo cual se cumple el criterio (3) y la columna es estable. Una simulación de elementos finitos con SolidWorks arroja un factor de seguridad para la columna de 1000, véase la Fig. 28, la columna no fallará bajo las condiciones de carga estudiadas.

$$P_C = A \cdot S_Y \left( 1 - \frac{S_Y \left( \frac{L_E}{r} \right)^2}{4\pi^2 E} \right) \quad (9)$$

B. Verificación de los elementos de sujeción.

Los tres elementos de anclaje del ducto son mostrados en la Fig. 29, señalados como elemento A. La fuerza que actúa sobre el



tornillo es la generada por el empuje de los ventiladores axiales, y alcanza un valor máximo a su máxima velocidad de rotación.

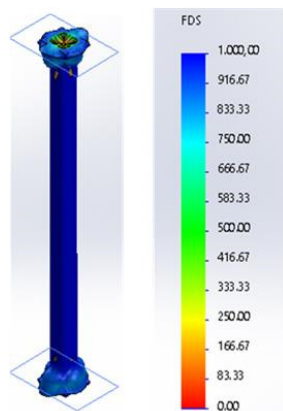


Figura 28. Simulación mediante elementos finitos de la columna AE

La fuerza se halla con la ecuación del teorema del impulso o cantidad de movimiento. La Fig. 30 ilustra una hélice de ventilador axial, a través de la cual circula el fluido (aire) de izquierda a derecho, del punto 1 al punto 2, con velocidad media  $V_1$ , antes de la hélice y velocidad media  $V_2$ , después de la hélice, a lo largo de la estela de deslizamiento, simplificada como un tubo de corriente que disminuye de sección después de la hélice, por lo que  $V_2$  es menor a  $V_1$ . El fluido es sometido a una fuerza hacia la derecha, por lo que surge como reacción la fuerza propulsiva de la hélice dirigida hacia la izquierda, dada por [22]:

$$F = \rho \cdot Q \cdot (V_2 - V_1), \quad (10)$$

donde F: fuerza resultante de las fuerzas exteriores que se ejercen sobre el fluido,  $\rho$ = densidad del fluido y Q: caudal volumétrico. Reemplazando en (10) los valores del caso  $\rho=1.2 \text{ Kg/m}^3$  para densidad del aire en condiciones estándar,  $Q=82.6\text{CFM}$  ( $0.04 \text{ m}^3/\text{s}$ ) para el caudal de aire nominal de los ventiladores,  $V_2=5.1\text{m/s}$  (velocidad máxima teórica del aire en el banco de ensayos) y  $V_1=0$ , se obtiene la fuerza de empuje  $F=0.2448\text{N}$  en cada ventilador, para una fuerza resultante a lo largo del ducto o fuerza de empuje  $FE=0.49\text{N}$ , debido a la disposición serial de los dos ventiladores.

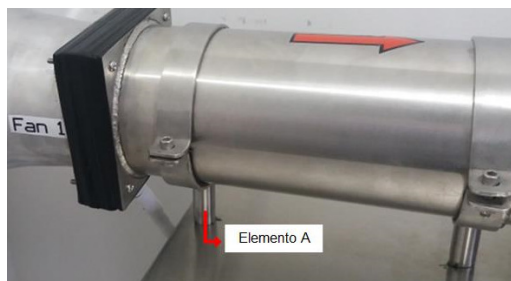


Figura 29. Anclaje de ventiladores a la mesa.

Se ilustra en la Fig. 31 como actúa la fuerza de empuje, FE, máxima generada por los dos ventiladores tratando de desplazar el banco de ventiladores en dirección contraria a esta fuerza. Se crea una fuerza de reacción en las ruedas de caucho del banco que se transmite a través de la columna soporte señalada como

“Elemento A” en la Fig. 31, asumiendo –conservadoramente– únicamente uno de los apoyos “A” recibe la carga. El diagrama de cuerpo libre del elemento A es mostrado en la Fig. 32. El momento flector, M, generado por la fuerza reactiva es:

$$M = FE \cdot L, \quad (11)$$

donde L: longitud del elemento. El esfuerzo se calcula mediante (12), donde c es la distancia máxima a la superficie neutral, e I es el momento de inercia de la columna hueca circular de espesor SCH 10 (2.1mm) calculado con (13),

$$\sigma = \frac{M \cdot c}{I} = \frac{FE \cdot L \cdot c}{I} \quad (12)$$

$$I = \frac{1}{4} \Pi (r_1^4 - r_2^4), \quad (13)$$

donde  $r_1$  y  $r_2$  son los radios de exterior e interior, respectivamente. Reemplazando valores en (12), para una longitud de columna  $L=100\text{mm}$ , una fuerza de empuje calculada de  $FE=0.49\text{N}$ , un momento de inercia  $I=1023.15\text{mm}^4$  (calculada usando (13)), y  $c=6.35\text{mm}$  (radio de la columna de 1/2”), se obtiene un esfuerzo flector de  $0.304\text{MPa}$ . El material de la columna es acero inoxidable AISI 304 con un límite de fluencia,  $S_Y$ , de  $310\text{MPa}$ , por lo cual el factor de seguridad del elemento es muy alto, brindando seguridad en el apoyo.

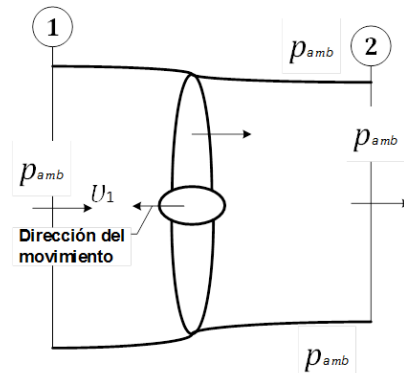


Figura 30. Teoría elemental de la propulsión de una hélice.

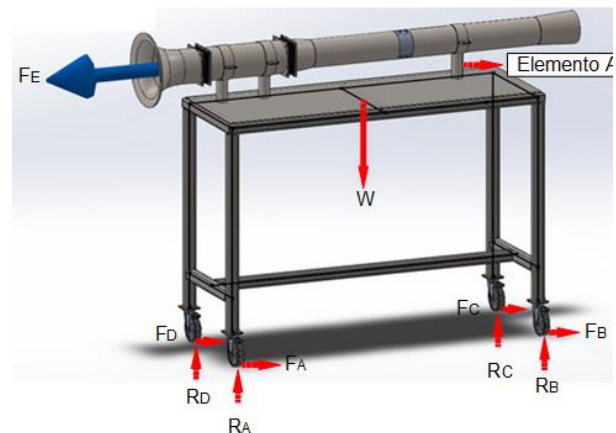


Figura 31. Diagrama de cuerpo libre del banco de ventiladores.

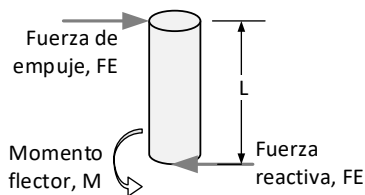


Figura 32. Fuerza reactiva de empuje en el elemento A.

## II. CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

Mediante la combinación de criterios de diseño de producto teniendo en cuenta la antropometría de los usuarios del banco, y las indicaciones del estándar ANSI/AMCA 210 fue posible el dimensionamiento general de un banco de ventiladores en serie con fines didácticos. Este dimensionamiento preliminar fue la base para la generación de un modelo CAD en Solid Works con el cual se evaluó la seguridad estructural de los componentes del banco, permitiendo la selección de elementos estructurales, de sujeción y ductería de fácil adquisición en el mercado local. Con el fin de brindar a la Universidad del Atlántico un equipo durable dadas sus condiciones ambientales, los elementos metálicos fueron pintados con recubrimiento electrostático, o se fabricaron en acero inoxidable. Para facilitar la movilidad del equipo en el laboratorio, se instalaron ruedas con frenos que eviten movimientos bruscos del equipo. El sistema cuenta con un dämpfer hecho en nylon y con un mecanismo de movimiento que permite orientarlo manualmente en diferentes direcciones y simular distintas condiciones de pérdidas de presión en el sistema, para el posterior análisis de la curva del sistema y de la disposición de ventiladores. De igual manera, el banco de ensayos cuenta con un rectificador de flujo en su interior que permite convertir unas condiciones de aire turbulentas en laminares. La siguiente etapa de este proyecto es la puesta a punto de la instrumentación necesaria para el registro e interpretación en tiempo real de los parámetros del sistema, y la determinación de su punto de operación.

## AGRADECIMIENTOS

Los autores agradecen a la Vicerrectoría de Investigaciones, Extensión y Proyección Social de la Universidad del Atlántico.

## REFERENCIAS

- [1] E. Curse, "Fans and systems," *J. of Air Pollution Control Association*, vol. 30, no. 8, pp. 939-942, March 2012.
- [2] F. Menéndez, *Higiene Industrial: Manual para la Formación del Especialista*, 10ma ed. España: Lex Nova, 2009, p. 235.
- [3] Q. Zeng, and Y. Zhao, "Prediction of perceived air quality for personalized ventilation systems," *Tsingua Science and Technology*, vol. 10, no. 2, pp. 227-232, April 2005.
- [4] L. Jutglar, *Bombas, Ventiladores y Compresores*, 2nd ed. España: CEAC, 2005. p. 25.
- [5] J. Pérez, *Prácticas de Ingeniería de Fluidos*, 1ra ed. España: Universidad de Oviedo, 2003. p. 107
- [6] P. Barry, "Laboratory and training center testing and facility overview," Pen Barry Laboratories, Plano, TX, USA, 2013.
- [7] M. Crespo, y R. Silva, "Diseño, montaje y puesta en marcha de un banco de pruebas para ventiladores axiales en serie y paralelo en la Universidad del Atlántico," Tesis pregrado, Ing. Mec., U. del Atlántico, Barranquilla, Colombia, 2006.
- [8] American National Standards Institute [Online]. Available: <https://ansi.org>
- [9] ANSI, *Laboratory Methods of Testing Fan Certified Aerodynamic Performance Rating*, US ANSI/AMCA 210-07/ASHRAE 51-07, 2007.
- [10] R. Crowder, *Electric Drives and Electromechanical Systems*, 1ra ed. Inglaterra: Newton, 2005.
- [11] P. Molera, *Metales Resistentes a la Corrosión*, 1ra ed. España: Maccombo, 1998. p.40.
- [12] J. Jilesen, F. Lien, and F. Ahn, "Investigation of increased performance of close series stacked tube axial fans due to inclusion of diffuser element," *Microelectronics Reliability*, no. 46, pp. 984-993, June 2006.
- [13] Dwyer Instruments, "Series 160E modified ellipsoidal Pitot tubes," Michigan City, IN, USA, 2015, pp. 194-195.
- [14] Definition and Domains of Ergonomics, International Ergonomics Association IEA. [Online]. Available: [www.iea.cc/whats/](http://www.iea.cc/whats/)
- [15] G. Salvendy, *Handbook of Human Factors and Ergonomics*, 4th ed. Hoboken, NJ: John Wiley & Sons, Inc., 2012.
- [16] B. Tillman, et al., *Human Factors and Ergonomics Design Handbook*, 3rd ed. USA: McGraw-Hill Education, 2016.
- [17] Escuela Colombiana de Ing. Julio Garavito, *Diseño antropométrico de puestos de trabajo protocolo*, 1ra ed. Bogotá, Colombia: Esc. Julio Garavito, 2009. [Online]. Disponible: <http://copernico.escuelaing.edu.co/lpinilla/www/protocolos/ERGO/DISENO%20DE%20PUESTO%20DE%20TRABAJO%202009-2.pdf>
- [18] P. Mondelo, E. Gregori, y P. Barrau. *Ergonomía I Fundamentos*, 3ra ed. Barcelona, España: Mutua Universal, 1999. [Online]. Disponible: <http://www.inpahu.edu.co/biblioteca/imagenes/libros/Ergonomia1.pdf>
- [19] J. Estrada et al. "Parámetros antropométricos de la población laboral colombiana," *Rev. Fac. Nac. de Salud Pública*, vol. 15, no. 2, pp. 112-139, 1998.
- [20] R. Mott, *Diseño de Elementos de Máquinas*, 4ta ed. México: Pearson Educación, 2012.
- [21] R. Budynas, y J. Nisbett, *Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley*, 8va ed. México D.F.: McGraw Hill, 2008.
- [22] C. Mataix, *Mecánica de Fluidos y Máquinas Hidráulicas*, 2da ed. México D.F.: Alfaomega-OXFORD, 2005.