

ESCUELA POLITÉCNICA DEL EJÉRCITO

FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA

DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN BANCO DE PRUEBAS CON CAPACIDAD DE 2200 CFM PARA ESTUDIO DE PRINCIPIOS DE VENTILACIÓN INDUSTRIAL PARA EL LABORATORIO DE AIRE ACONDICIONADO DE LA ESCUELA POLITÉCNICA DEL EJÉRCITO

PROYECTO PREVIO A LA OBTENCIÓN DEL TÍTULO DE INGENIERO MECÁNICO

DIEGO RENATO ESTÉVEZ SUÁREZ

PATRICIO RAÚL FREILE SALGUERO

DIRECTOR: ING. ERNESTO SORIA

CODIRECTOR: ING. ADRIÁN PEÑA

TABLAS

Tabla 3.1	Efectos de la velocidad del aire	66
Tabla 3.2	Efecto de la velocidad del aire sobre el cuerpo humano	68
Tabla 3.3	Velocidad del Aire Atendiendo al Ruido	69
Tabla 3.4	Velocidad del Aire Atendiendo al Ruido	70
Tabla 3.5	Instrumentos para medir velocidad y rangos de aplicación	74
Tabla 3.6	Factores de rugosidad	86
Tabla 3.7	Códigos de accesorios para ducteria	93
Tabla 4.1	Valoración de la factibilidad de cada elemento	103
Tabla 4.2	Matriz de factibilidad de pruebas a realizarse en el banco	105
Tabla 4.3	Toma de datos perfil de velocidades	124
Tabla 4.4	Toma de datos familia de curvas de velocidad	125
Tabla 4.5	Toma de datos curvas de potencia requerida	126
Tabla 4.6	Toma de datos factores adimensionales	126
Tabla 5.1	Velocidades del rodete a las distintas posiciones de la polea	144
Tabla 7.1	Resultados Práctica Perfil de Velocidades	156
Tabla 7.2	Resultados práctica curvas del ventilador a 922 (RPM)	156
Tabla 7.3	Resultados práctica curvas del ventilador a 863 (RPM)	157
Tabla. 7.4	Comparación entre velocidad experimental y ajustada.	158
Tabla. 7.5	Resultados del análisis de regresión y correlación de la velocidad al interior del ducto.	159
Tabla 7.6 a,b y c	Comparación entre presiones, experimental y estándar a 992 RPM	161
Tabla 7.7	Resultados del análisis de regresión y correlación de la gráfica de Presión vs. Volumen a 992 RPM	162
Tabla 7.8	Comparación entre BHP experimental y estándar a 992 RPM.	164
Tabla 7.9	Resultados del análisis de regresión y correlación de la gráfica de BHP a 992.RPM	164

Tabla 7.10a ,b y c	Comparación entre presión estática, experimental y Estándar a 863 RPM	165
Tabla 7.11	Resultados del análisis de regresión y correlación de la gráfica Presión vs. Volumen a 863 RPM	167
Tabla 7.12	Comparación entre BHP experimental y estándar a 863 RPM.	168
Tabla 7.13	Resultados del análisis de regresión y correlación de la gráfica de BHP a 863 (RPM)	168
Tabla 8.1	Costos de construcción del ventilador y conductos.	170
Tabla 8.2	Costos de construcción de las mesas para soporte de ventilador y conductos	171
Tabla 8.3	Costos de construcción del sistema de control e instrumentos	171
Tabla 8.4	Costo total del banco de pruebas de ventilación industrial	172
Tabla 8.5	Análisis financiero.	173

FIGURAS

Figura 2.1	Representación vectorial de SP, VP y TP	31
Figura 2.2	Partes del ventilador con propulsores	34
Figura 2.3	Partes del ventilador tubeaxial	35
Figura 2.4	Partes del ventilador vaneaxial	35
Figura 2.5	Partes del ventilador centrífugo	36
Figura 2.6	Diagrama de velocidades	39
Figura 2.7	Triángulos de velocidades a la entrada y salida del rotor	39
Figura 2.8	Triángulo general de velocidades	42
Figura 2.9	Triángulo de Velocidades con $\alpha_1 = 90^\circ$ y que $C_{U1}=0$	44
Figura 2.10	Variación del Triángulo de Velocidades en función de β_2	45
Figura 2.11	Triángulo de Velocidades con $\beta_2 < 90^\circ$ y diferente C_{m2} y Triángulo de Velocidades con $\beta_2 > 90^\circ$ y diferente C_{m2}	46
Figura 2.12	Curva teórica de presión – caudal para ventiladores centrífugos	47
Figura 2.13	Curva característica de un ventilador	49
Figura 2.14	Esquema de instalación para pruebas con ventiladores	49
Figura 2.15	Curvas de presión dinámica y estática	50
Figura 2.16	Curvas de potencia requerida (BHP)	51
Figura 2.17	Curvas características de los ventiladores fundamentales.	51
Figura 2.18	Punto de trabajo de un ventilador.	53
Figura 2.19	Variación del diámetro del rotor.	54
Figura 2.20	Variación del diámetro del rotor.	55
Figura 2.21	Niveles sonoros de varios sonidos comunes.	61

Figura 2.22	Incidencia de la distancia en la potencia sonora.	62
Figura 2.23	Comparación entre potencia sonora y presión sonora.	63
Figura 3.1	Manómetros de tubo inclinado.	73
Figura 3.2	Anemómetro electrónico	76
Figura 3.3	Termo-anemómetro digital	76
Figura 3.4	Tubo pitot estándar	77
Figura 3.5	Ubicación puntos de medición de presión estándar 111 ASHRAE	80
Figura 3.6	Cambios de presión a lo largo del ducto.	83
Figura 3.7	Factor de corrección para ducto flexible no extendido.	87
Figura 3.8	Cuadro de fricción para ducto redondo ($\rho = 0.075 \text{ (} lb_m / ft^3 \text{)}$ y $\varepsilon = 0.0003 \text{ (ft.)}$)	88
Figura 3.9	Accesorio ER-1 según la base de datos de ASHRAE	94
Figura 3.10	Rendimiento deficiente de un ventilador con un efecto sistema ignorado.	96
Figura 3.11a	Establecimiento de un perfil de velocidades uniforme en un ducto a la salida de un ventilador tubeaxial.	97
Figura 3.11b	Establecimiento de un perfil de velocidades uniforme en un ducto a la salida de un ventilador axial.	98
Figura 3.12	Conexiones de entrada que causan giro	99
Figura 3.13	Correcciones al giro de entrada	99
Figura 4.1	Posibles prácticas a realizarse con el banco de pruebas.	102
Figura 4.2	Prácticas a realizarse	107
Figura 4.3	Curva característica de un ventilador	115
Figura 4.4	Esquema de instalación para pruebas con ventiladores	115
Figura 4.5	Curvas de presión dinámica y estática	115
Figura 4.6	Curvas de potencia requerida (BHP)	116
Figura 4.7	Curva de torque vs. amperaje de entrada del motor de pruebas	117

Figura 4.8	Familia de curvas de potencia	119
Figura 5.1	Familia de curvas de velocidad y potencia del ventilador Greenheck SFB-10-7	129
Figura 5.2	Dimensiones ventilador Greenheck SFB-10-7	130
Figura 5.3	Curva presión vs. caudal del ventilador Greenheck SFB-10-7 a 863 (RPM)	132
Figura 5.4	Curva presión vs. caudal del ventilador Greenheck SFB-10-7 a 992 (RPM)	133
Figura 5.5	Ducto de descarga y accesorios de conexión	136
Figura 5.6	Damper para regulación del flujo de salida del ventilador	138
Figura 5.7	Manómetro de columna inclinada Dwyer Mark II 40-1	139
Figura 5.8	Tubo Pitot Dwyer 160-8	140
Figura 5.9	Banco de pruebas para motores eléctricos del laboratorio de maquinas eléctricas de la F.I.E.	141
Figura 5.10	Esquema de partes del banco de pruebas	142
Figura 5.11	Circuito general panel del ventilador.	143
Figura 6.1	Esquema estructura del banco	145
Figura 6.2	Pintado estructura del banco	146
Figura 6.3	Esquema sistema de ductería.	147
Figura 6.4	Rejilla de protección en la succión	148
Figura 6.5	Transición rectangular a redondo	148
Figura 6.6	Ducto con compuerta tipo damper	149
Figura 6.7	Cubre bandas	150
Figura 6.8	Soporte para tubo pitot	150
Figura 6.9	Micro manómetro Dwyer Mark II 40	151
Figura 6.10	Tubo pitot Dwyer 160-8	152
Figura 6.11	Instrumentos de medición de presión	152
Figura 6.12	Instrumentos de medición de digital	153
Figura 7.1	Perfil experimental de velocidades del aire al interior del ducto	157

Figura 7.2	Ajuste del perfil experimental de velocidades del aire.	158
Figura 7.3	Curvas experimentales de SP, VP, y TP a 922 (RPM)	160
Figura 7.4	Curvas estandar de SP, VP y TP a 922 (RPM)	160
Figura 7.5	Curva experimental de BHP a 922 (RPM)	163
Figura 7.6	Curva estándar de BHP a 922 (RPM)	163
Figura 7.7	Curvas experimentales de SP, VP, y TP a 863 (RPM)	165
Figura 7.8	Curvas estándar de SP, VP y TP a 863 (RPM)	165
Figura 7.9	Curva experimental de BHP a 863 (RPM)	167
Figura 7.10	Curva estándar de BHP a 863 (RPM)	168
Figura 8.1	Tiempo de recuperación de la inversión.	173

NOMENCLATURA

P	= Presión absoluta.
ρ	= Densidad.
CR	= Constante de gas para el aire y equivale a 53.35 ft-lb/lbm-R°.
T	= Temperatura absoluta del aire.
df_e	= Factor de elevación de densidad.
df_p	= Factor de presión de densidad por conducto.
df_T	= Factor de densidad por temperatura.
df_m	= Factor de densidad por humedad.
Q	= Flujo volumétrico de aire (caudal).
V	= Velocidad lineal promedio del flujo.
A	= Área de la sección transversal.
TP	= Presión total.
SP	= Presión estática.
VP	= Presión dinámica.
hl	= Todas las pérdidas de energía que sufre el aire en un trayecto.
R	= Radio.
b	= Ancho del impulsor.
D	= Diámetro del rodete.
ω	= Velocidad angular del impulsor (1/seg).
N	= Velocidad angular del impulsor (RPM).
C	= Velocidad absoluta del fluido.
U	= Velocidad tangencial del impulsor.
W	= Velocidad relativa del fluido respecto al impulsor.
Pot	= Potencia transferida del impulsor al fluido.

C_m	= Componente radial de C.
C_u	= Componente tangencial de C.
α	= Angulo entre C y U
β	= Angulo entre C y U
i	= Condiciones ideales de funcionamiento.
γ	= Peso específico.
g	= Gravedad.
m	= Masa.
\dot{m}	= Flujo másico.
ΔP	= Variación de presión.
H	= Altura de la columna de aire.
GR	= Grado de reacción.
PO	= Punto de operación
BHP	= Potencia al freno, o potencia suministrada al ventilador.
HP	= Potencia eléctrica consumida por el motor.
Amp	= Corriente eléctrica en amperios.
PO	= Punto de operación.
NPS	= Nivel de presión sonora.
NWS	= Potencia sonora.
Δp_f	= Pérdidas de presión en términos de presión total, (in. H ₂ O).
f	= Factor de fricción, (adimensional).
L	= Longitud del ducto, (ft).
D_h	= Diámetro hidráulico, (in).
ε	= Factor de rugosidad absoluta del material, (ft).
Re	= Número de Reynolds.
ν	= Viscosidad cinemática, (ft^2 / s).
x	= Longitud de un lado del ducto, (in).
y	= Longitud del lado adyacente del ducto, (in).
CP	= Coeficiente local de pérdidas, (adimensional).
ΔP_j	= Pérdida total de presión, (in. H ₂ O).
L_e	= Longitud efectiva de ducto, (ft).
V_{media}	= Velocidad media del flujo.

ANEXOS

- A. Catálogos ventilador Greenheck SFB - 10 – 7.
- B. Catálogos del manómetro Dwyer Mark II 40-1.
- C. Catálogos del tubo pitot Dwyer Series 160 -8.
- D. Curva característica amperaje vs. torque del motor Maratón Electric. Mod. 6QB56C17D2074L P.
- E. Guías de las prácticas de laboratorio.
 - E1 Guía de la práctica familia de curvas de velocidad.
 - E2 Guía de la práctica curvas de potencia requerida.
- F. Resultados pruebas con el banco.
 - F1 Análisis de resultados de la práctica familia de curvas de velocidad.
 - F2 Análisis de resultados de la práctica curvas de potencia requerida.
- G. Manuales de operación y mantenimiento del banco de pruebas de ventilación.
- H. Planos.

RESUMEN

El laboratorio del área de energías de la F.I.M.E. cuenta entre otros con bancos de pruebas que permiten una amplia experimentación de principios relacionados a transferencia de calor, diseño térmico y aire acondicionado, pero ninguno de ellos permite la interacción directa del alumno con sistemas de distribución de aire y ventilación.

El presente documento trata el diseño y construcción de un banco de pruebas para estudio de principios de ventilación industrial. El mismo que es entregado al laboratorio del Área de Energías de la Facultad de Ingeniería Mecánica de la Escuela Politécnica del Ejército.

La primera parte de este documento contempla el estudio detallado de los principios teóricos básicos de la ventilación mecánica. El mismo incluye conceptos tales como presión estática y dinámica de aire en conductos, velocidad, caudal y ruido.

Además se estudia al ventilador como una turbomaquina, teniendo especial cuidado en sus curvas características, mismas que son analizadas de manera teórica en un principio. Los conceptos mencionados son utilizados para ayudarnos a comprender las características de los ventiladores y de los instrumentos de medición más comunes.

Este estudio también contempla la aplicación de estos conceptos a la circulación y distribución de aire por conductos mediante el estudio de pérdidas de presión en accesorios típicos de una instalación industrial. Además se estudian algunos parámetros adicionales que deben ser tomados en cuenta al momento de seleccionar un ventilador, entre los cuales se incluyen las emisiones de ruido.

En la segunda parte de este documento se enuncian los distintos tipos de pruebas que pueden ser efectuadas a un ventilador, de manera que se pueda aprovechar al máximo el equipo donado por el Ing. Andrés Proaño.

Además mediante el uso de una matriz de dedición se estableció la factibilidad de realización de las pruebas, para decidir finalmente las practicas que se realizaran en el banco de pruebas motivo de este proyecto de tesis. Incluyendo para cada práctica el sustento teórico, el procedimiento a seguirse y un modelo de evaluación.

El banco de pruebas de ventilación mecánica motivo de este estudio tuvo como objetivo permitir a los alumnos realizar dos tipos de prácticas de laboratorio la primera es la obtención de las familias de curvas de velocidad, y la segunda de las curvas de potencia requerida.

Para conseguir los objetivos mencionados se partió de las características del ventilador, con las cuales se diseñaron y seleccionaron un conjunto de elementos, accesorios e instrumentos de medición, que fueron acoplados al equipo impulsor de aire.

Con el diseño del banco ya establecido se procedió a la construcción del mismo, en los laboratorios y talleres de la F.I.M.E.

Para la realización de las pruebas del banco, se contó con instrumentos digitales adicionales a los comprados para el equipo, mismos que permitieron constatar el perfecto funcionamiento del conjunto en general.

Mediante un análisis de correlación y errores se analizo de manera cuantitativa el desempeño del banco de pruebas, comprobando así su correcto funcionamiento, y utilidad para el laboratorio de Aire Acondicionado y Ventilación Mecánica de la facultad.

El presente proyecto, de diseño y construcción de un banco de pruebas de ventilación tubo un costo de dos mil tres 00/100 dólares americanos.

CAPÍTULO 1

GENERALIDADES DEL PROYECTO

1.1 ANTECEDENTES

Por mucho tiempo en el país el estudio de la ventilación industrial no ha sido tomado con la importancia que merece, ya que su inclusión en el pensum de estudio de las escuelas politécnicas es reducido a pesar de que su campo de aplicación es muy importante en la industria.

El laboratorio del área de energías de la FIME cuenta entre otros con bancos de pruebas que permiten una amplia experimentación de principios relacionados a transferencia de calor, diseño térmico y aire acondicionado, pero ninguno de ellos permite la interacción directa del alumno con sistemas de distribución de aire y ventilación.

El aparecimiento de nuevos estándares y exigencias por parte del consumidor ha obligado a las empresas farmacéuticas, alimenticias y de producción en general a adoptar normas extranjeras que regulan en muchos de los casos los parámetros de ventilación de sus plantas y equipos, ha producido que la rama de la ventilación industrial este tomando fuerza y gran demanda en todo el

país. Es por eso que es necesario crear profesionales capaces de entender la ventilación industrial como algo necesario en este medio y aplicarla de una manera más técnica.

1.2 DESCRIPCION DEL PROYECTO.

El presente documento esta relacionado con el diseño y construcción de un banco de pruebas para estudio de principios de ventilación industrial. El mismo que es entregado al laboratorio del Área de Energías de la Facultad de Ingeniería Mecánica de la Escuela Politécnica del Ejército.

1.2.1 ESTUDIOS TEORICOS PREVIOS

La primera parte de este documento contempla el estudio detallado de los principios teóricos básicos de la ventilación mecánica. El mismo incluye conceptos tales como presión estática y dinámica de aire en conductos, velocidad, caudal y ruido. Los conceptos mencionados son utilizados en un principio para ayudarnos a comprender las características de los ventiladores y de los instrumentos de medición más comunes. Además este estudio contempla la aplicación de estos conceptos a la circulación y distribución de aire por conductos mediante el estudio de perdidas de presión en accesorios típicos de una instalación industrial.

1.2.2 PRÁCTICAS DE LABORATORIO

Tomando como base los estudios teóricos previos se establecieron un juego de prácticas de laboratorio que permiten mostrar a los alumnos conceptos tales

como presión dinámica, presión estática y presión total de aire en conductos, conceptos que están muy ligados a una correcta selección de equipos de ventilación. El juego de prácticas incluye pruebas que permiten al alumno obtener de manera práctica las familias curvas presión vs. caudal de manera experimental.

1.2.3 BANCO DE PRUEBAS

Utilizando los estudios previamente señalados se procedió al diseño y construcción del banco de pruebas y sus accesorios. El estudio incluyó la selección de los instrumentos de medición más adecuados para facilitar la realización de las prácticas antes mencionadas.

Es necesario mencionar que la construcción se realizó en su gran mayoría en el laboratorio de máquinas herramienta de la facultad.

Este tipo de equipo es poco común en el país, pero su uso didáctico es muy importante, por lo que con este trabajo se le dio a la facultad una opción económica que contribuye a la formación del ingeniero en esta área de gran demanda en la actualidad.

1.3 OBJETIVOS.

1.3.1 OBJETIVOS GENERALES.

1. Estudiar a profundidad los conceptos fundamentales de la ventilación industrial, tales como curvas características y presiones dentro de conductos.
2. Relacionarse con las características técnicas constructivas más importantes de los ventiladores.

3. Analizar el uso adecuado y la selección de ventiladores para aplicaciones comerciales e industriales.

1.3.2 OBJETIVOS ESPECÍFICOS.

1. Diseñar un juego de prácticas de laboratorio que permitan al estudiante comprender de una mejor manera principios como PV, SP, Pt, en ductos y las familias de curvas del ventilador sujeto a cargas variables.
2. Incluir en las prácticas la obtención de la familia de curvas de RPM del ventilador con el que cuenta el banco.
3. Seleccionar el tipo de accesorios e instrumentos más adecuados para realizar las prácticas.
4. Diseñar y construir un banco de pruebas para estudio de principios de ventilación industrial.
5. Dibujar los planos del banco para conseguir su correcto armado y funcionamiento, y además para que con un moderado mantenimiento tenga una larga vida útil.

1.4 ALCANCE DEL PROYECTO.

El presente Proyecto contemplo el diseño y la construcción de un banco de pruebas para estudio de principios de ventilación industrial en un tiempo de 8 meses a partir de la legalización del perfil. El costo de fabricación para este proyecto es de \$ 4.900,00 (Cuatro mil novecientos dólares) que incluye gastos de ingeniería y fabricación, costos imputables del proyecto y adquisición de materiales.

Los resultados de este proyecto también dejan establecidas prácticas de laboratorio de ventilación que ocupen dicho banco de pruebas como principal elemento.

1.5 JUSTIFICACION E IMPORTANCIA.

La región, y por ende nuestro país se encuentra en una etapa de crecimiento. La ESPE y la facultad de Ingeniería Mecánica, mediante la formación de profesionales capacitados buscan contribuir con el desarrollo y el crecimiento de la industria nacional.

Es por esto que el egresado pretende aplicar los conocimientos adquiridos a través de su paso por las aulas para mejorar el estilo de vida de las personas en el ámbito industrial, y una manera de hacerlo es solventar la necesidad de profesionales correctamente capacitados en Ventilación Mecánica.

La Escuela Politécnica del Ejército y concretamente la FIME se han caracterizado por prestar al alumno una educación muy práctica mediante el uso de laboratorios que son considerados los mejores del país, por lo que manteniendo esta línea es necesario que el laboratorio de energías cuente con un equipo específico para que el alumno experimente de manera real los fenómenos o conceptos mas comunes en ventilación.

Mediante el uso del banco de pruebas motivo de este trabajo los estudiantes lograran entender a fondo conceptos tales como presión estática, presión dinámica, presión total, pérdidas en conductos, en accesorios y comprender claramente las curvas de eficiencia y capacidad del ventilador.

Una preparación adecuada en este ámbito asegurara éxito profesional para los egresados que decidan incursionar en un área tan importante para la industria. Además la apertura de las fronteras producto del TLC obliga a las instituciones educativas nacionales a buscar la forma de hacer más competitivos a sus egresados en áreas en las que países como Colombia nos llevan una gran

ventaja, y una forma de hacerlo es a través de una educación con laboratorios cada vez más práctica.

Finalmente al referirse al diseño y la construcción del equipo se afirma que fue de gran interés estudiar mas afondo los principios de ventilación mecánica para encontrar el grupo de prácticas mas adecuadas para el alumno, de manera que aproveche al máximo su uso.

CAPÍTULO 2

VENTILACIÓN MECÁNICA

En el presente capitulo se estudian los principales conceptos que dan lugar al estudio de flujo de aire usando como mecanismo para transformar energía a los ventiladores.

Entre los conceptos fundamentales que se estudian en este capitulo se encuentran los tipos de ventiladores, sus parámetros de funcionamiento tales como: presión, caudal y potencia. Se estudia al ventilador como una turbomaquina, teniendo especial cuidado en sus curvas características, mismas que son analizadas de manera teórica en este capitulo, y serán obtenidas de manera práctica en el capítulo 7, mediante el uso del banco de pruebas objetivo de este proyecto de tesis. Mediante las leyes de los ventiladores se estudian el funcionamiento de un ventilador cuando sus condiciones de funcionamiento son diferentes a las ensayadas inicialmente.

Además, en este capítulo se estudian algunos parámetros adicionales que deben ser tomados en cuenta al momento de seleccionar un ventilador, entre los cuales se incluyen las emisiones de ruido.

Debido al origen de los equipos e instrumentos que serán usados en la construcción del banco, los estudios dimensionales serán realizados usando como patrón el Sistema Ingles.

2.1 CONCEPTOS Y PRINCIPIOS FUNDAMENTALES

La densidad (ρ) del aire es definida como masa por unidad de volumen y normalmente expresada en libras masa por pies cúbicos (lbm/ft^3). En condiciones estándar, es decir presión atmosférica al nivel del mar (14.7 pisa), temperatura ambiente (70F) y 0 % de contenido de agua, el valor tomado es 0.075 lbm/ft^3 , por lo tanto usando la ecuación de los gases perfectos se podrá obtener, la presión, densidad y temperatura:

$$p = \rho \times CR \times T \quad (2.1)$$

Donde:

p = presión absoluta en libras por pies al cuadrado absolutos (psfa)

ρ = densidad, lbm/ft^3

CR= constante de gas para el aire y equivale a $53.35 \text{ ft-lb/lbm-R}^0$

T= la temperatura absoluta del aire en grados Ranking

2.1.1 FLUJO VOLUMÉTRICO DE AIRE

El flujo volumétrico de aire esta definido por el volumen o la cantidad de aire que pasa por unidad de tiempo. El caudal esta directamente relacionado con el promedio de velocidad y el área de la sección transversal al flujo, por medio de la siguiente ecuación:

$$Q = V \times A \quad (2.2)$$

Donde:

Q= Flujo volumétrico de aire (caudal), cfm

V= velocidad promedio, fpm

A= área de la sección transversal, ft²

Dando dos de estas tres cantidades, la tercera puede ser claramente determinada. Existen tres tipos de presiones asociadas con el movimiento de una corriente de aire.

2.1.2. TIPOS DE PRESIÓN EN CONDUCTOS DE AIRE

2.1.2.1 Presión estática (SP)

Es definida como la presión que ejerce el fluido perpendicular a toda superficie de contacto, en este caso las paredes del ducto y esta expresada en pulgadas de columna de agua ("wg). Esta es usualmente medida con un manómetro de agua, de ahí sus unidades. El SP puede ser positivo o negativo con respecto a la presión atmosférica local, sin embargo debe ser siempre medida perpendicular al flujo de aire.

2.1.2.2 Presión dinámica (VP)

También conocida como presión de velocidad, es definida como la presión requerida para acelerar el aire desde una velocidad cero a cualquier velocidad diferente de cero (V) y es proporcional a la energía cinética de la corriente del aire. La relación entre V y VP esta dada por:

$$V = 4005 \sqrt{\frac{VP}{df}} \quad (2.3)$$

O

$$VP = df \left(\frac{V}{4005} \right)^2 \quad (2.4)$$

Donde: V = velocidad lineal del flujo, (fpm)
 VP = Presión dinámica, ("wg)
 df = factor de densidad

El efecto combinado de condiciones no estándar puede expresarse con un factor de densidad, df .

$$df = (df_e)(df_p)(df_T)(df_m) \quad (2.5)$$

Donde: df_e = factor de elevación de densidad = $\left[1 - (6.73 * 10^{-6})(z)\right]^{5.258}$

donde z = elevación en (ft)

df_p = factor de presión de densidad por conducto = $(407 + SP)/(407)$

donde SP esta en ("wg)

df_T = factor de densidad por temperatura = $(530)/(T + 460)$

donde T = temperatura en (°F)

df_m = factor de densidad por humedad = $(1 + \omega)/(1 + 1.607\omega)$

donde w = humedad en (lbs H₂O/ lbs. aire seco)

Si el aire esta a condiciones estándar dentro del conducto con una densidad de 0.075 lbm/ ft³, esta ecuación se reduce a:

$$V = 4005\sqrt{VP} \quad \text{O} \quad VP = \left(\frac{V}{4005}\right)^2 \quad (2.6)$$

VP será solamente arrojada en la dirección del flujo del aire y es siempre positiva. En el grafico se ve la diferencia entre VP y SP .

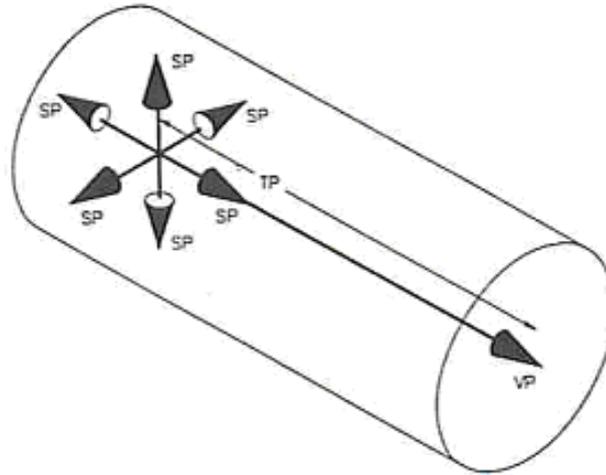


Figura 2.1 Representación vectorial de SP, VP y TP

2.1.2.3 Presión total (TP)

Es definida como la suma algebraica entre la presión estática y la velocidad de presión:

$$TP=SP+VP \quad (2.7)$$

La presión total puede ser positiva o negativa con respecto a la presión atmosférica y es una medida de la energía que contiene la corriente de aire, que siempre esta cayendo mientras el flujo pasa a través de un ducto. El único lugar en el que la presión puede aumentar es cuando el flujo de aire pasa a través de un ventilador.

2.1.2.4 Principios de flujo de aire

Existen dos principios básicos de la mecánica de fluidos que rigen el flujo del aire en los sistemas de ventilación industrial: Conservación de la masa, y Conservación de la energía. Es importante conocer que asunciones de simplificación son incluidas en el estudio de los principios básicos de ventilación mecánica.

- a) Proceso Adiabático.- Si la temperatura dentro de los conductos es significativamente diferente de la temperatura del aire circundante del conducto, ocurrirá transferencia de calor. Esto es un importante cambio en la temperatura del aire que pasa por el conducto y afectara la rata de flujo volumétrico del aire (caudal).
- b) Fluido Incompresible.- Si las caídas de presión al encender el sistema son más grandes de 20"wg, entonces la densidad cambiara por sobre el 5% y la rata de flujo volumétrico también cambiará.
- c) Aire Seco.- El vapor de agua en la corriente de aire baja la densidad del aire y por este efecto deberían hacerse correcciones.
- d) Aire Libre de partículas.- Esto es admisible para concentraciones de contaminantes en sistemas de escape típicos. Para mayores concentraciones de sólidos o cantidades significantes de gases diferentes del aire deben hacerse correcciones.

Si los efectos discutidos son omitidos la densidad se mantendría constante y el cambio neto de la rata de flujo volumétrico (Q) será cero. Por esta razón, la rata de flujo que entra en la cubierta tiene que ser la misma que pasa por los conductos, igualmente si existen dos flujos de aire entrantes y a la salida se tendrá la suma de los dos.

La conservación de la energía significa que todo cambio de energía debe ser contabilizado para cada flujo de aire de un punto a otro y así sucesivamente. En términos de presiones previamente definidas, este principio puede ser expresado con las siguientes ecuaciones¹:

$$TP1=TP2 + h_l \quad (2.8)$$

$$SP1+ VP1=SP2 + VP2 +h_l \quad (2.9)$$

Donde: 1 = cualquier punto corriente arriba.
 2 = cualquier punto corriente abajo.

¹ E.E.U.U., Conference of Governamental Industrial Hygeniests. Industrial Ventilation. 24ta Ed. SL, ACGIH, 2001. pp 1-3

h_l = toda las pérdidas de energía que sufre el aire en este trayecto.

2.2 TIPOS DE VENTILADORES

Para mover aire en los sistemas de ventilación o extracción se requiere de energía para superar las pérdidas de presión en el sistema. Esta energía en algunos casos puede estar en la forma de flujo natural. La mayoría de los sistemas, sin embargo, requieren de algún dispositivo de poder para mover el aire, este es el caso de un ventilador.

Los ventiladores se pueden dividir en tres grupos básicos: axiales, centrífugos, y de tipo especial. Como regla general, los ventiladores axiales se utilizan para flujos altos de aire a resistencias bajas y los centrífugos se utilizan para flujos bajos de aire a resistencias altas.

2.2.1 VENTILADORES AXIALES

Hay tres tipos básicos de ventiladores axiales: propulsor, tubeaxial, y vaneaxial

2.2.1.2 Ventiladores con propulsores

Se utilizan para mover el aire contra presiones estáticas bajas y se utilizan comúnmente para la ventilación general. Se encuentran disponibles en dos tipos de aspas: tipo disco de aspas, usado cuando no hay presencia de ductos; de aspa angosta o de propulsor, usado para mover el aire contra bajas resistencias (menos que 1"wg.). El funcionamiento es muy sensible al agregar resistencia y un aumento pequeño causara una reducción marcada en el caudal.

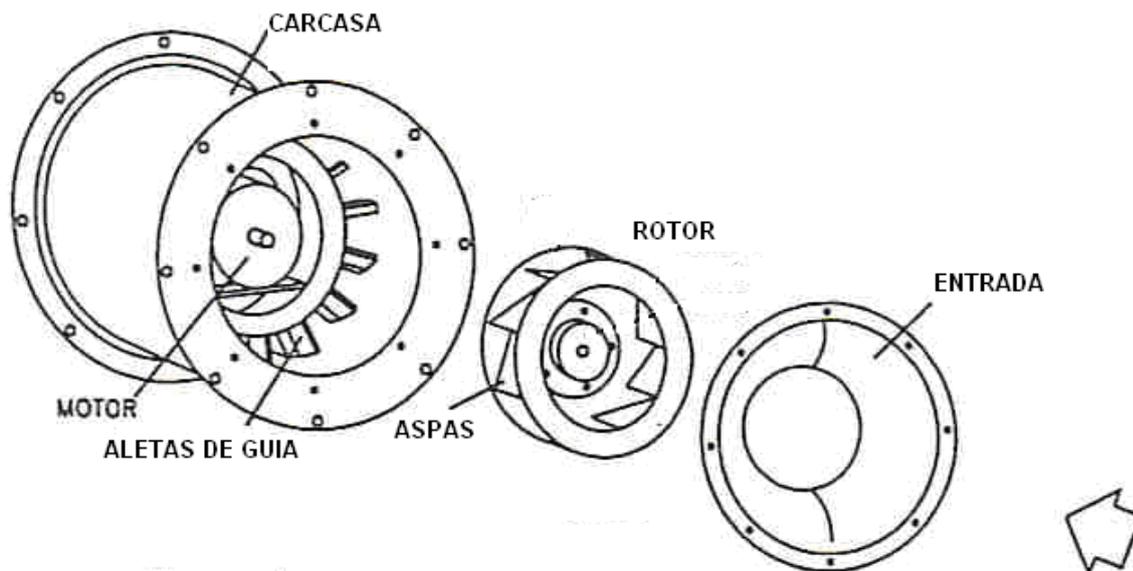


Figura 2.2 Partes del ventilador con propulsores

2.2.1.3 Ventilador tubeaxial (ventiladores para ductos)

Contienen aspas estrechas o de propulsor del tipo corto, de alojamiento cilíndrico normalmente sin ningún tipo de aletas de enderezamiento. Los ventiladores Tubeaxiales moverán el aire contra las presiones moderadas (menos que 2"wg.).

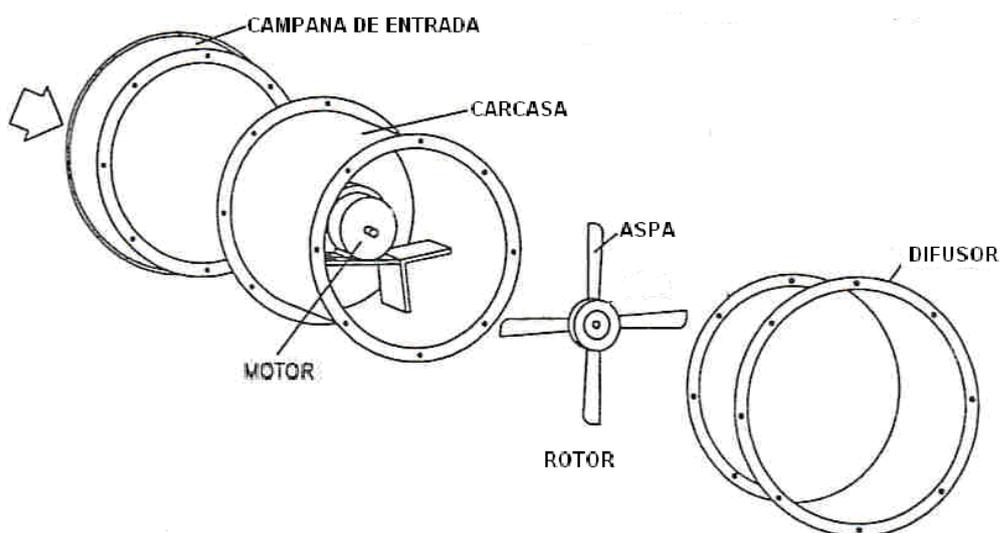


Figura 2.3 Partes del ventilador tubeaxial

2.2.1.4 Ventilador vaneaxial

Tienen configuración de propulsor con una rueda y paletas sobre esta, montadas en un alojamiento cilíndrico que normalmente incorpora aletas de guía sobre el lado de descarga del impeler. Comparado a otros ventiladores del flujo axial, los ventiladores vaneaxial son más eficientes y desarrollarán generalmente presiones más altas (hasta 8"wg.). Estos son limitados usualmente para aplicaciones de aire limpio.

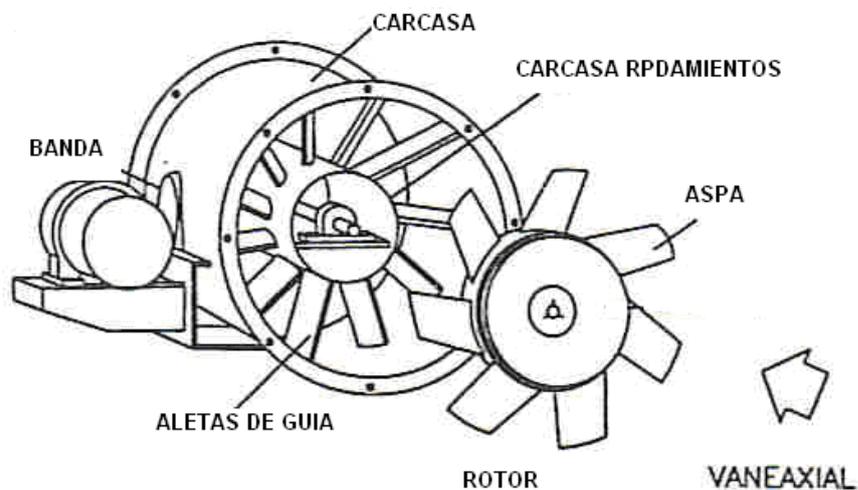


Figura 2.4 Partes del ventilador vaneaxial

2.2.2 VENTILADORES CENTRÍFUGOS (ver figura 2-5)

Estos ventiladores tienen tres diseños básicos del impeler: curvo hacia adelante, radial, e inclinado posterior o curvo hacia atrás.

Curvo Hacia Adelante (comúnmente llamado "jaula de ardilla") su impeler tiene aspas que curvan hacia la dirección de rotación. Estos ventiladores tienen requisitos de espacio bajos, bajas velocidades de punta, y son silenciosos en la operación. Usualmente son utilizados para vencer presiones estáticas bajas a moderadas, tal como los ventiladores encontrados en trabajos de calefacción, y aire acondicionado, y sistemas de reposición de aire. Este tipo de ventilador no se recomienda para sacar el polvo o partículas, ya que se podrían adherir a sus cortas aspas curvadas, causando desbalance o rendimiento reducido.

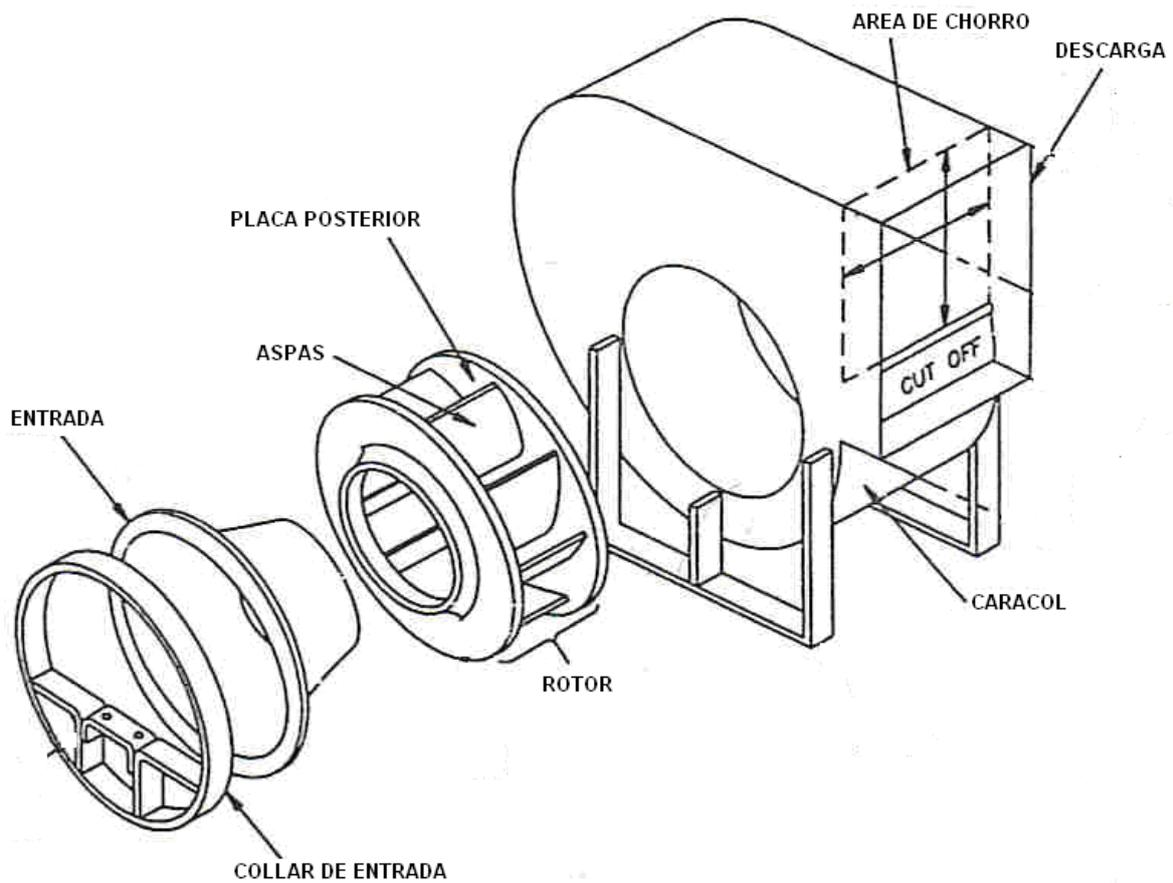


Figura 2.5 Partes del ventilador centrífugo

2.2.2.1 De Impellers radiales

Tienen aspas que son rectas o radiales alrededor de la rueda. Las carcasas se diseñan sus entradas y salidas dimensionadas para producir velocidades de transporte de material convenientemente. Existe una variedad de tipos de impellers disponibles en un rango que va desde diseños de “alta eficiencia con material mínimo” hasta diseños de “resistencia de impacto pesado”. El aspa de forma radial formara resistencia a la acumulación de material. Este diseño de ventilador es usado para la mayoría sistemas de escape cuando las partículas pasaran través del ventilador. Estos ventiladores usualmente tienen velocidades de punta medias y se utilizan para una variedad de sistemas de escape los cuales manejan el aire limpio o sucio.

2.2.2.2 Inclinado posterior o curvo hacia atrás

Las aspas del impeller son inclinadas opuestamente a la dirección de rotación del ventilador. Este tipo de ventilador usualmente tiene velocidades de punta altas y proporciona una alta eficiencia y niveles de ruido relativamente bajos con "no-sobrecargables" características de los caballos de fuerza. En un ventilador no sobrecargado, el máximo de caballo de fuerza ocurre cerca del punto de operación óptimo además cualquier variación de ese punto debido a un cambio en el sistema la resistencia dará lugar a una reducción en los caballos de fuerza operativos. La forma del aspa es conductiva a la acumulación de material así que los ventiladores en este grupo se deben limitar como sigue:

Aspas de espesores únicos: las paletas sólidas permiten que la unidad maneje cargas ligeras de polvo y humedad. Esta debería no ser utilizada con partículas que se acumulan en el lado inferior de las superficies del aspa.

Aspa de sustentación: esta ofrece eficiencia y características de sonido bajo. Las aspas huecas erosionan más rápidamente con el material y pueden llenarse de líquido en aplicaciones de alta humedad. Estas deben ser limitadas para servicio con aire limpio.

2.3 CURVA CARACTERÍSTICA DE LOS VENTILADORES

Las curvas características de un ventilador son diagramas Presión vs. Flujo Volumétrico a Velocidades Angulares del impeller constantes, las cuales nos permiten establecer como trabajara el ventilador a determinadas condiciones.

Estas curvas son obtenidas de manera experimental para cada uno de los ventiladores, sin embargo mediante un desarrollo matemático pueden establecerse de manera teórica.

2.3.1 ESTUDIO DEL VENTILADOR COMO TURBOMÁQUINA

Para hacer un correcto análisis del ventilador como una turbomáquina debemos primero recordar conceptos tales como los Diagramas de Velocidad y las ecuaciones de “Cantidad de Movimiento” o más conocidas como ecuaciones de “Euler para Ventiladores y Bombas Centrifugas”.²

2.3.1.1 Diagramas de velocidades

Este diagrama representa vectorialmente cada una de las velocidades que influyen en el fenómeno de impulsión del fluido por medio de un sistema centrífugo.

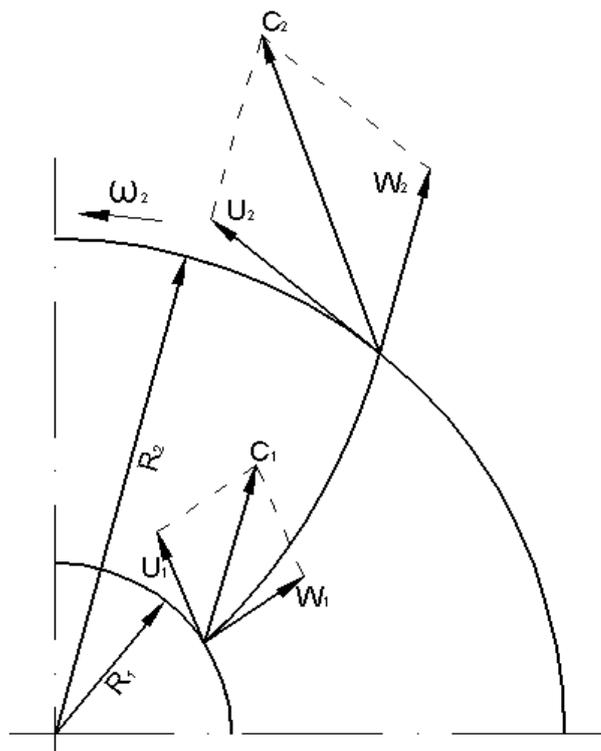
R = Radio

ω = Velocidad angular del impulsor

C = Velocidad absoluta del fluido

U = Velocidad tangencial del impulsor

W = Velocidad relativa del fluido respecto al impulsor



² ECK, B. Fans. 5ta ed. Perjamon, Braunscheuig, 1973. pp 250

Figura 2.6 Diagrama de velocidades

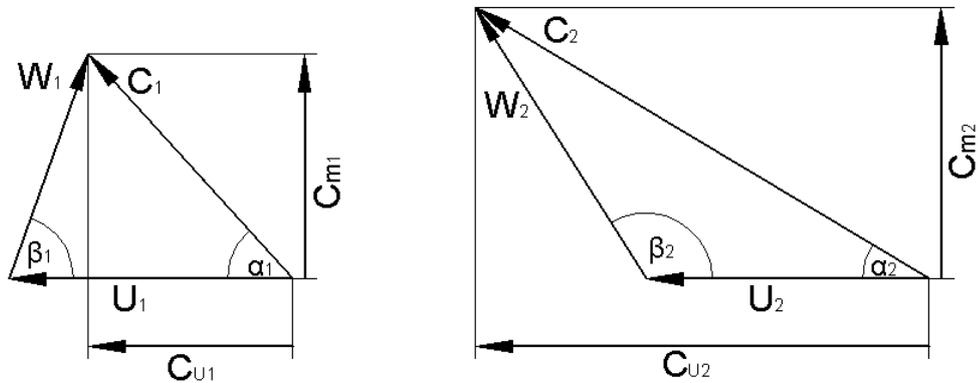


Figura 2.7 Triángulos de velocidades a la entrada y salida del rotor

2.3.1.2 Condiciones ideales de funcionamiento para la ecuación de Euler

Para poder aplicar las ecuaciones de cantidad de movimiento a los ventiladores deberemos hacer las siguientes consideraciones.

- Flujo termodinámicamente estable, es decir el estado del fluido es constante (flujo de masa constante).
- Los vectores velocidad de entrada y de salida del impulsor se consideran una muestra representativa del flujo total en un área finita.
- Todo el fluido sufre el mismo tratamiento dentro del impulsor.
- Se considera un número infinito de alabes o aspas sin espesor.
- No se consideran pérdidas de ninguna clase.

2.3.1.3 Ecuación de momento de la cantidad de movimiento

Esta ecuación se utiliza para establecer la cantidad de energía que tiene un fluido en movimiento.

$$\vec{T} = \int_{sc} (\vec{r} \times \vec{c}) \rho \vec{c} \cdot dA \quad (2.10)$$

ρ = densidad del fluido.

dA = diferencial de área.

\vec{c} = velocidad absoluta del fluido.

\vec{r} = vector posición.

sc = superficie de control.

Al separar las áreas que atraviesa el flujo tenemos que:

$$\vec{T} = \int_{A1} (\vec{r} \times \vec{c}) \rho \vec{c} \cdot dA + \int_{A2} (\vec{r} \times \vec{c}) \rho \vec{c} \cdot dA \quad (2.11)$$

$$\vec{T} = -R_1 C_{u1} \rho_1 C m_1 A_1 + R_2 C_{u2} \rho_2 C m_2 A_2 \quad (2.12)$$

De las condiciones de flujo estable sabemos que:

$$Q = C m_1 A_1 = C m_2 A_2 ; \rho = \rho_1 = \rho_2$$

Entonces: $T = \rho Q (R_2 C u_2 - R_1 C u_1)$ (2.13)

Sabiendo que la potencia transferida del impulsor al fluido es: $Pot = T\omega$

Tenemos que $Pot = \rho Q \omega (R_2 C u_2 - R_1 C u_1)$ (2.14)

De la dinámica básica se definen la velocidad tangencial del impulsor $U = \omega R$ y

el flujo másico $\dot{m} = \rho Q$

Entonces: $Pot = \dot{m} (U_2 C u_2 - U_1 C u_1)$ (2.15)

Si denominamos (H_i) a la energía por unidad de masa transferida por el impulsor al fluido y (g) a la constante de aceleración gravitacional tenemos que:

$$H_i = \frac{Pot_i}{\dot{m} g} \quad (2.16)$$

Y de aquí se establece la Ecuación General de Euler para las Turbomáquinas.

$$H_i = \frac{1}{g}(U_2 C_{u_2} - U_1 C_{u_1}) \quad (2.17)$$

Sabiendo que el incremento de presión total es igual al peso específico del fluido (γ), por la energía por unidad de masa transferida desde el impulsor, es decir que $\Delta P_i = \gamma \times H_i$. Tendremos lo siguiente:

$$\Delta P_i = \frac{\gamma}{g}(U_2 C_{u_2} - U_1 C_{u_1}) \quad (2.18)$$

2.3.1.4 Interpretación de los términos de la ecuación de Euler

Para una correcta interpretación de esta ecuación debemos empezar por un análisis vectorial de la misma, utilizando el diagrama de velocidades.

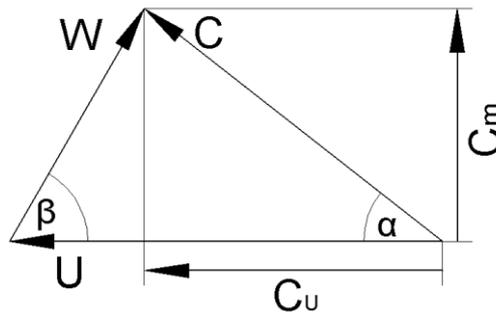


Figura 2.8 Triángulo general de velocidades

Del gráfico tenemos:

$$UC_u = \frac{1}{2}(C^2 + U^2 - W^2) \quad (2.19)$$

Si reescribimos la ecuación de Euler tomando en cuenta esta última tenemos que:

$$\Delta P_i = \frac{\gamma}{2g} [(C_2^2 - C_1^2) + (U_2^2 - U_1^2) + (W_1^2 - W_2^2)] \quad (2.20)$$

En esta ecuación podemos notar las siguientes características:

- 1) El término $(C_2^2 - C_1^2)$ corresponde a la variación de la velocidad absoluta del fluido, por lo tanto el incremento de la Presión Dinámica (ΔVP_i) será definido por la siguiente ecuación:

$$\Delta VP_i = \frac{\gamma}{2g}(C_2^2 - C_1^2) \quad (2.21)$$

- 2) En cambio el término $(U_2^2 - U_1^2)$ corresponde al cambio de la velocidad tangencial del impulsor, por lo tanto $\gamma/2g(U_2^2 - U_1^2)$ representa el incremento de presión debido a la fuerza centrífuga.

- 3) El término $(W_1^2 - W_2^2)$ corresponde al cambio de la velocidad relativa entre flujo y impulsor, por lo tanto $\gamma/2g(W_1^2 - W_2^2)$ representa el incremento de presión debido al cambio de velocidad relativa mientras el flujo atraviesa el rotor.

- 4) A la suma de los dos términos anteriores se la define como el incremento de la Presión Estática (ΔSP_i).

$$\Delta SP_i = \frac{\gamma}{2g} [(U_2^2 - U_1^2) + (W_1^2 - W_2^2)] \quad (2.22)$$

Se conoce como grado de reacción a la relación entre la variación de presión estática (ΔSP_i) y la variación de presión total (ΔTP_i) que sufre el flujo al atravesar el impulsor.

$$GR = \frac{\Delta SP_i}{\Delta TP_i} \quad (2.23)$$

En términos desarrollados será:

$$GR = \frac{[(U_2^2 - U_1^2) + (W_1^2 - W_2^2)]}{[(C_2^2 - C_1^2) + (U_2^2 - U_1^2) + (W_1^2 - W_2^2)]} \quad (2.24)$$

El valor del grado de reacción caracteriza al diseño de una turbomáquina, separándolas en dos grupos, de acción o impulso y de reacción.

2.3.1.5 Particularización de la ecuación de Euler para ventiladores

Al momento de particularizar esta ecuación para ventiladores y bombas centrífugas deberemos tener en cuenta que la misma maneja tan solo variables bidimensionales, pero puede ser usada también para el caso de alabes tridimensionales.

Si tomamos en cuenta el caso de un flujo que entra sin prerotación al ventilador, tenemos que $\alpha_1 = 90^\circ$ y que $C_{u1} = 0$ tenemos:

$$\Delta TP_i = \frac{\gamma}{g} (U_2 C_{u2}) \quad (2.25)$$

Lo que podemos observar en la siguiente gráfica.

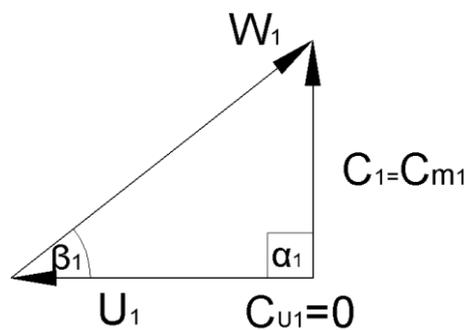


Figura 2.9 Triángulo de Velocidades con $\alpha_1 = 90^\circ$ y que $C_{u1} = 0$

Del triángulo de velocidades se deduce que:

$$C_{u2} = U_2 - C_{m2} \cdot \text{ctg} \beta_2 \quad (2.26)$$

Si $Q = C_{m2} \cdot A_2$ entonces:

$$C_{u2} = U_2 \cdot \left(1 - \frac{Q}{U_2 \cdot A_2} \text{ctg} \beta_2\right) \quad (2.27)$$

Remplazando en la Ecuación de Euler para este caso específico tenemos:

$$\Delta TP_i = \frac{\gamma \cdot U_2^2}{g} \cdot \left(1 - \frac{Q}{U_2 \cdot A_2} \text{ctg} \beta_2\right) \quad (2.28)$$

El grado de reacción sin predotación a la entrada ($\alpha_1 = 90^\circ$) queda definido así:

$$GR = \frac{1}{2} \cdot \left(1 + \frac{Q}{U_2 \cdot A_2} \operatorname{ctg} \beta_2 \right) \quad (2.29)$$

De las ecuaciones anteriores podemos concluir que los valores de la velocidad tangencial del impulsor a la salida (U_2) y del área a la salida A_2 , la energía transferida por el impulsor al fluido (ΔP), y el grado de reacción dependen únicamente del caudal (Q) y del ángulo β_2 .

El ángulo β_2 es la característica más importante del álabe, y de acuerdo a su valor se los clasifica de la siguiente manera.

$\beta_2 > 90^\circ$ Alabes curvados hacia adelante.

$\beta_2 = 90^\circ$ Alabes radiales.

$\beta_2 < 90^\circ$ Alabes curvados hacia atrás.

2.3.1.5.1. Influencia del ángulo de curvatura de los alabes (β_2) en la variación de presión (ΔP_i) y en el grado de reacción (GR)

Si consideramos constantes la velocidad tangencial del impulsor a la salida (U_2), la componente radial de la velocidad (C_{m_2}), el área de salida (A_2) y variar β_2 en la ecuación 1. Se observa que la variación de presión (ΔP_i) puede tomar valores negativos, nulos o positivos, ya que existe un determinado valor de β_2 para el cual $C_{u2} = 0$ y por lo tanto $\Delta P_i = 0$. Según la ecuación 2 esto sucede cuando:

$$\beta_2 = \operatorname{arc} \cdot \operatorname{ctg} \left(\frac{A_2 \cdot U_2}{Q} \right) \quad (2.30)$$

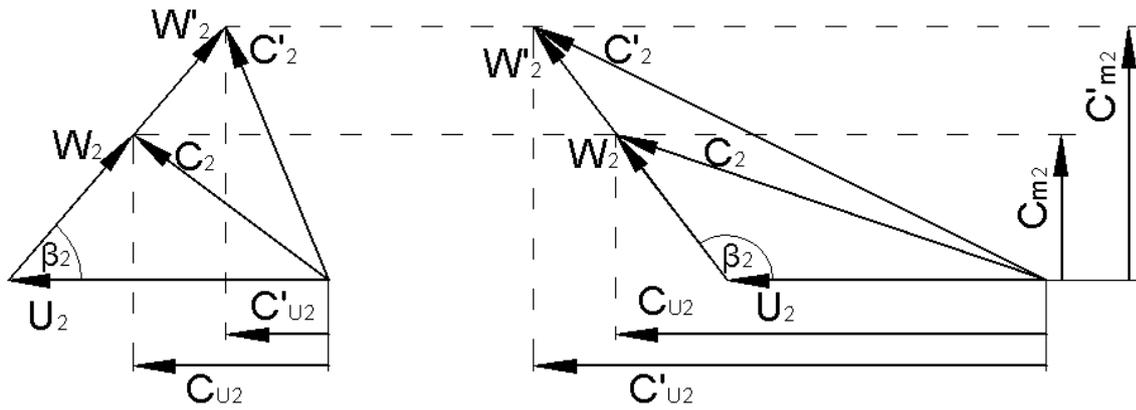


Figura 2.11 Triángulo de Velocidades con $\beta_2 < 90^\circ$ y diferente C_{m_2} y Triángulo de Velocidades con $\beta_2 > 90^\circ$ y diferente C_{m_2}

De la figura sabemos que para $\beta_2 < 90^\circ$, mientras $C_{m_2}(Q)$ aumenta disminuye la velocidad absoluta del fluido a la salida (C_{U_2}). Por el contrario con $\beta_2 > 90^\circ$, si $C_{m_2}(Q)$ aumenta (C_{U_2}) también lo hará.

Si con lo anterior comprobamos que (C_{U_2}) varía con β_2 y $\Delta P'$ es proporcional a C_{U_2} . Además, teniendo la función de la variación de presión en términos de caudal:

$$\Delta P_i = \frac{\gamma \cdot U^2}{g} \left(1 - \frac{Q}{U_2 \cdot A_2} \operatorname{ctg} \beta_2 \right) \quad (2.31)$$

Podemos notar que se ajusta al modelo de la siguiente ecuación de primer grado.

$$\Delta P_i = K_1 - K_2 \cdot Q \quad (2.32)$$

En la siguiente grafica podemos notar lo antes mencionado.

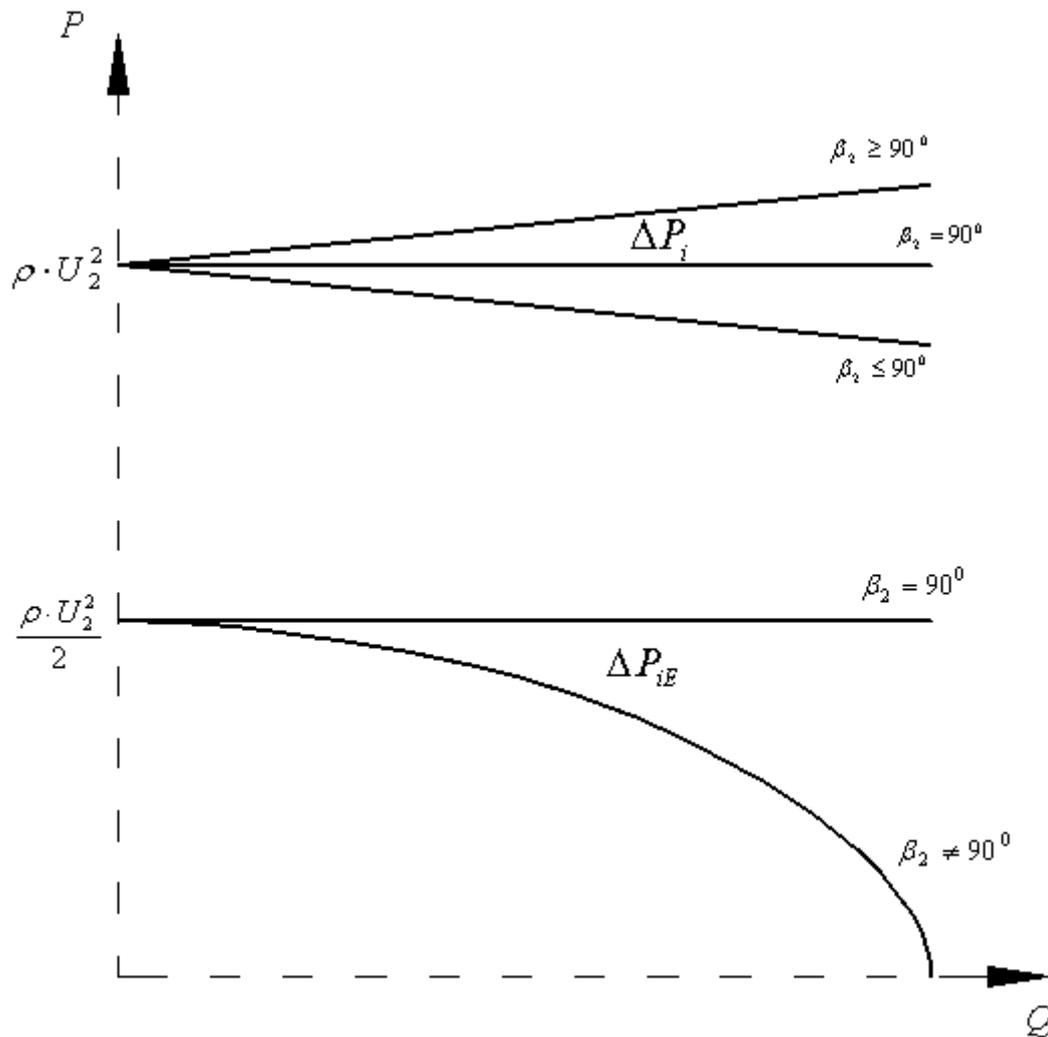


Figura 2.12 Curva teórica de presión – caudal para ventiladores centrífugos

Por otro lado, la variación de presión estática para el flujo de entrada sin prerotación se puede definir como:

$$\Delta SP_i = \frac{\gamma}{2g} (U_2^2 - W_2^2 + Cm_2^2) \quad (2.33)$$

Reemplazando $W_2 = Cm_2 / (\text{sen}(\beta_2))$ en la ecuación anterior.

$$\Delta SP_i = \frac{\gamma}{2g} \left[U_2^2 - \frac{Cm_2^2}{\text{tg}^2(\beta_2)} \right] \quad (2.34)$$

Sabiendo que el caudal se define como $Q = Cm^2 \cdot \pi \cdot D_2 \cdot b_2$ definimos la función de la variación de la presión estática (ΔSP_i) en términos de caudal (Q).

$$\Delta SP_i = \frac{\gamma}{2g} \left[U_2^2 - \frac{Q^2}{\pi^2 \cdot D_2^2 \cdot b_2^2 \cdot \text{tg}^2(\beta_2)} \right] \quad (2.35)$$

De esta última ecuación sabemos que la variación de la presión estática es una función del caudal al cuadrado, por lo que es una parábola para $\beta_2 \neq 90^\circ$, y constituyendo una recta para $\beta_2 = 90^\circ$.

2.3.2 CURVA CARACTERÍSTICA EXPERIMENTAL DE UN VENTILADOR

Las pruebas de ventiladores tienen como principal objetivo establecer la capacidad del equipo para transferir potencia al aire que mueve. Las curvas del ventilador se obtienen dibujando en unos ejes de coordenadas los distintos valores de caudal y presión, obtenidos mediante ensayo en un laboratorio.

Es bastante frecuente que los ventiladores centrífugos de alta presión presenten una curva característica con forma de silla (un mínimo relativo), más típico de diseños axiales, debido al empleo de alabes curvados hacia adelante. Una curva característica de este tipo se muestra en la figura 2.12.

Una parte considerable de la presión suministrada por el ventilador lo es en forma de presión dinámica, VP, ya que la velocidad de salida del fluido suele ser más alta que en el caso de bombas.

De forma que la variación de presión total proporcionada por el ventilador es la suma de la variación de presión dinámica más la variación de presión estática tal como lo señala la ecuación 2.7 de este documento.

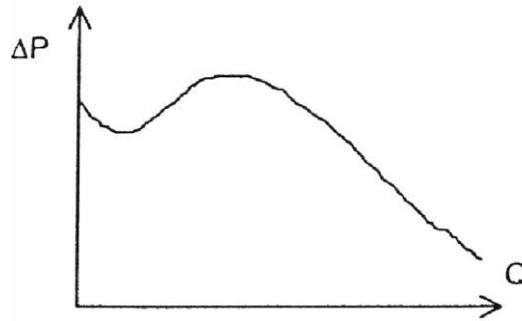


Figura 2.13 Curva característica de un ventilador

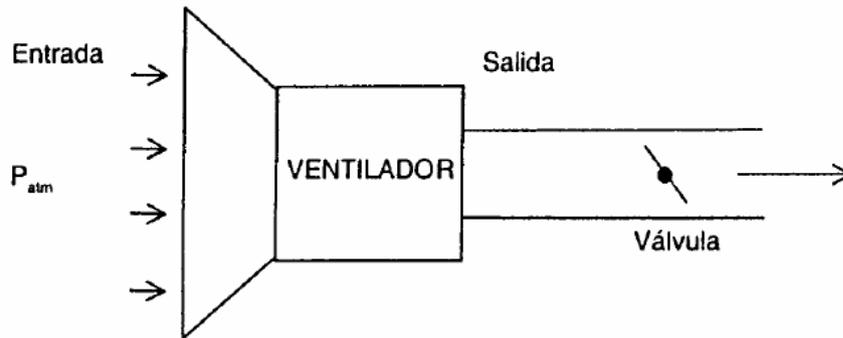


Figura 2.14 Esquema de instalación para pruebas con ventiladores

En el caso de una instalación en la que el ventilador aspira de la atmósfera e impulsa aire a través de un conducto como indica la figura 2.14 se pueden calcular fácilmente las variaciones de presión total. Con la siguiente ecuación

$$\Delta TP = P_2 - P_{atm} + \frac{1}{2} \rho_2 v_2^2 = \Delta SP + \Delta VP \quad (2.36)$$

Donde el subíndice 2 corresponde a la salida y 1 a la entrada. Se debe tener en cuenta que las cotas de entrada y salida son las mismas. Además, la velocidad del aire a contra flujo de aspiración, donde se tiene la presión atmosférica, es cero.

Como se ve en la figura 2.15 el salto en la presión estática corresponde con el valor de la presión sobre las paredes del ducto en salida del ventilador, y el incremento en la presión dinámica con la energía cinética del flujo a la salida (supondremos un perfil de velocidades uniforme):

La dependencia de las presiones dinámica y estática en función del caudal tiene una forma como la indicada en la figura 2.15.

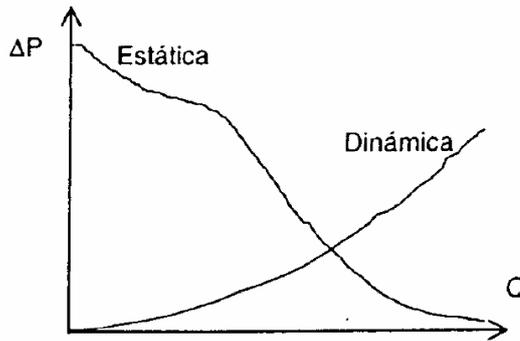


Figura 2.15 Curvas de presión dinámica y estática

2.3.2.1 Curvas de Potencia

Una característica de funcionamiento adicional a las ya estudiadas en este documento es la potencia de entrada requerida por el ventilador (BHP) para alcanzar los distintos puntos de operación (ΔTP o ΔSP) vs. (Q), a menudo esta suele ser incluida en la gráfica de la curva de operación a una velocidad determinada. A pesar de que cada motor de ventilador tiene su propio valor de potencia nominal (hp) este puede trabajar entregando distintos puntos de potencia al eje (BHP) dentro de su rango para alcanzar determinadas condiciones de operación. En la figura 2.16 podemos observar la curva de potencia requerida.

La potencia requerida para manejar el ventilador a un punto de operación particular (BHP) esta definida por la siguiente ecuación³.

$$BHP = \frac{\text{Torque} \times RPM}{63.025} \quad \text{Torque en (lb-in)} \quad (2.37)$$

³MATHSON, T. U.S.A. Fundamentos de ventilación. 1ra ed. Wisconsin, Greenheck, Julio 1999. pp 16

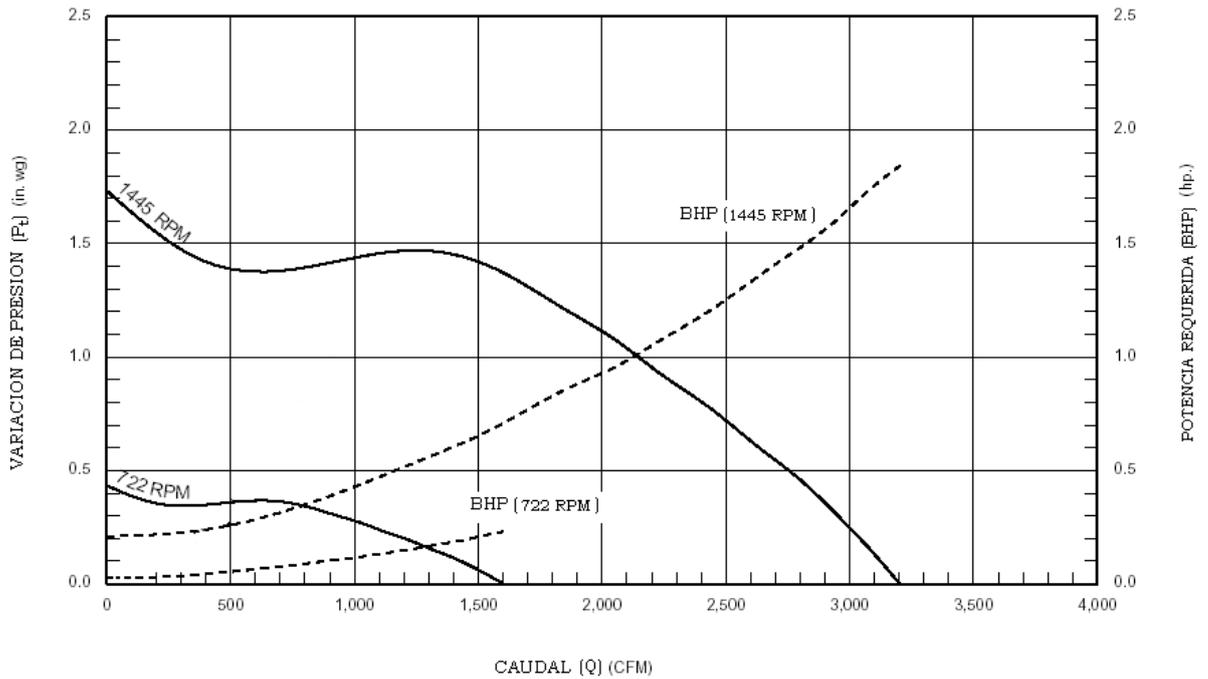


Figura 2.16 Curvas de potencia requerida (BHP)

Por otro lado la potencia eléctrica requerida por el motor se define como:

$$HP' = V_{(in)} \cdot A_{(in)} \quad (2.38)$$

2.3.2.2 Curvas características de los ventiladores fundamentales

Obsérvese en la figura 2.17 la representación de las curvas características de los tres tipos de ventiladores fundamentales. Se ha tomado en cuenta para la realización de este esquema que los tres ventiladores tienen el mismo diámetro de rodete.

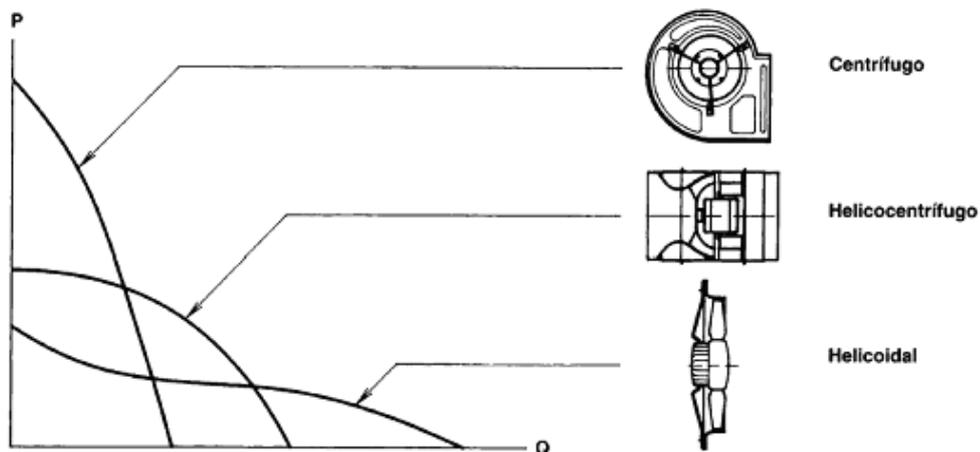


Figura 2.17 Curvas características de los ventiladores fundamentales.

De la gráfica podemos concluir que a igual caudal impulsado, los ventiladores centrífugos dan mayor caudal que los helicocentrífugos o vaneaxiales, y estos a su vez mayor que los helicoidales o tubeaxiales. También observamos que, los centrífugos mueven caudales menores a los helicocentrífugos y esto menos que los helicoidales.

Por tanto se concluye que los ventiladores mas adecuados cuando los caudales sean grandes y las presiones que deban vencer sean pequeñas son los helicoidales. La ventaja adicional de este ventilador es su facilidad de instalación.

Los ventiladores indicados para mover pequeños caudales pero elevada presión son los centrífugos, finalmente un caso intermedio es el de los ventiladores helicocentrífugos.

2.3.3 CURVA CARACTERÍSTICA DEL SISTEMA

La curva característica del ventilador depende solamente de las características de dicho equipo, y únicamente puede variar si se varía la velocidad de giro del ventilador. Por lo tanto puede aceptarse en principio que la curva característica es totalmente independiente del sistema de ductos de distribución de aire al que se acople.

Sin embargo, hay que considerar que un ventilador puede funcionar moviendo distintos caudales y comunicando distintas presiones, de tal forma que todos los puntos posibles de funcionamiento se hallen representados sobre las distintas curvas de la familia de presión estática.

Para saber exactamente en que condiciones funcionara el ventilador, debemos conocer la curva resistente del sistema de ductos a instalarse, es decir, la curva que relaciona la pérdida de carga de la instalación con el caudal de aire que pasa por ella.

Físicamente se ha establecido que la pérdida de presión de un flujo conducido a través de conductos varía proporcionalmente al cuadrado del caudal según la fórmula.

$$P_2 = P_1 \left[\frac{Q_2}{Q_1} \right]^2 \quad (2.39)$$

Por lo que, para encontrar la curva característica del sistema y una vez hallada la pérdida de presión inicial (P_1) a un determinado caudal (Q_1), basta con suponer o establecer un rango de caudales, mismos que al ser suplantados en la ecuación anterior nos permitirán dibujar los puntos de la curva característica del sistema.

2.3.3.1 El punto de operación (PO)

El punto de operación o trabajo de un ventilador se puede encontrar fácilmente si se superponen en una misma gráfica las curvas características del ventilador y del sistema. La intersección entre estas dos curvas nos dará el punto de trabajo del ventilador tal como se muestra en la figura 2.18.

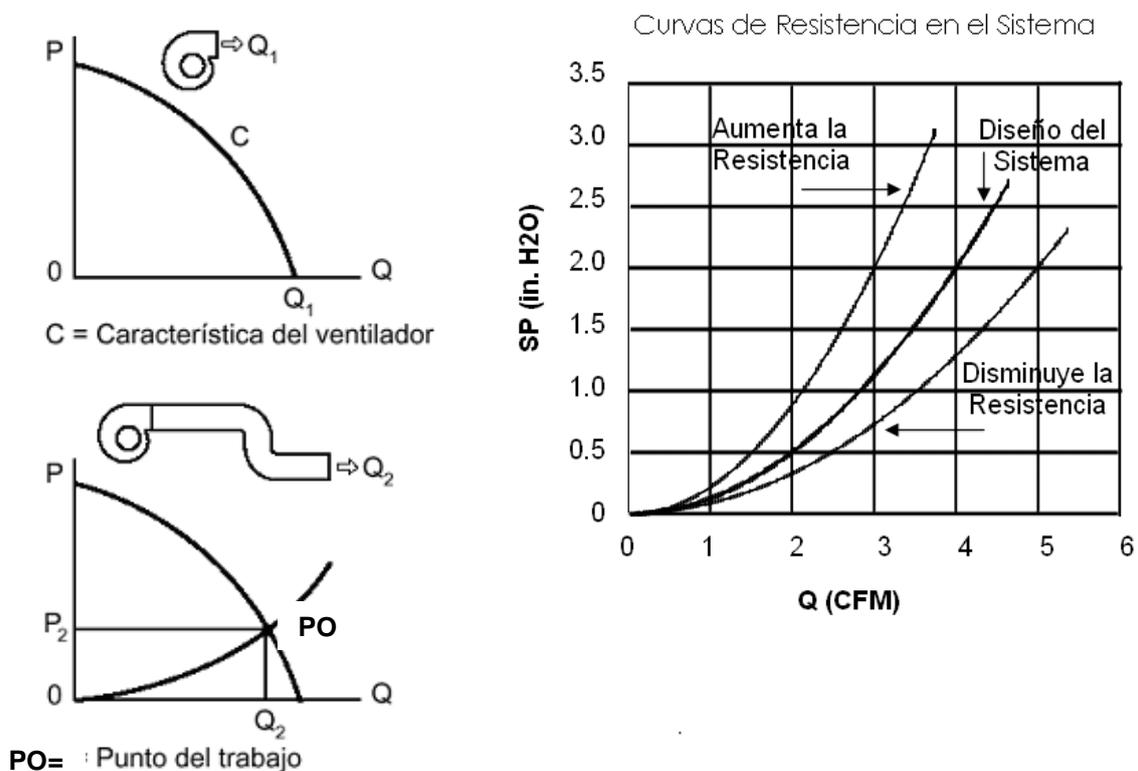


Figura 2.18 Punto de trabajo de un ventilador y curva de resistencia.

2.3.4 LEYES DE LOS VENTILADORES

El rendimiento de un ventilador a velocidades, diámetros del rotor y densidades de aire variables, puede ser pronosticado por una serie de ecuaciones conocidas como las Leyes de los Ventiladores. Cada punto de operación, incluyendo una presión, CFM y BHP, pueden ser calculados a diferentes velocidades por los siguientes grupos de ecuaciones⁴.

2.3.4.1 Variación del Diámetro.

El caudal de aire (Q) varía proporcionalmente con el cubo de la relación de los diámetros del rodete (D)

$$Q_2 = Q_1 \left(\frac{D_2}{D_1} \right)^3 \quad (2.40)$$

La Presión (P) varía de acuerdo al cuadrado de la relación de los diámetros del rodete (D)

$$P_2 = P_1 \left(\frac{D_2}{D_1} \right)^2 \quad (2.41)$$

El Punto de la Potencia del Motor (BHP) varía de acuerdo a la relación de la relación de los diámetros del rodete (D) elevada a la potencia 5.

$$BHP_2 = BHP_1 \left(\frac{D_2}{D_1} \right)^5 \quad (2.42)$$

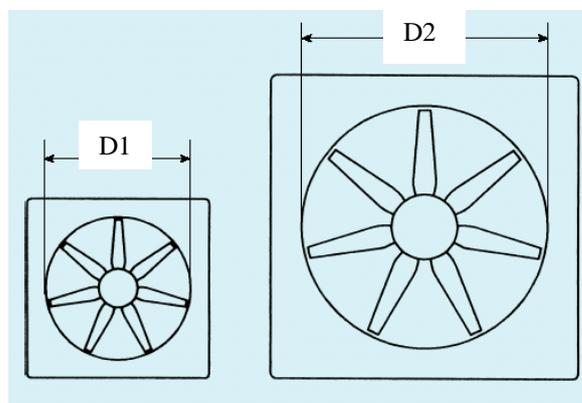


Figura 2.19 Variación del diámetro del rotor.

⁴ ESCODA, S. Manual práctico de ventilación. 2da ed. Barcelon, Soler & Palau, s.f. pp 9-12

2.3.4.2 Variación de la Velocidad.

El caudal de aire (Q) varía directamente con la relación de las velocidades angulares del rodete (ω)

$$Q_2 = Q_1 \left(\frac{\omega_2}{\omega_1} \right) \quad (2.43)$$

La Presión (P) varía de acuerdo al cuadrado de la relación de las velocidades angulares del rodete (ω)

$$P_2 = P_1 \left(\frac{\omega_2}{\omega_1} \right)^2 \quad (2.44)$$

El Punto de la Potencia del Motor (BHP) varía de acuerdo a la relación de las velocidades angulares del rodete (ω) elevadas al cubo

$$BHP_2 = BHP_1 \left(\frac{\omega_2}{\omega_1} \right)^3 \quad (2.45)$$

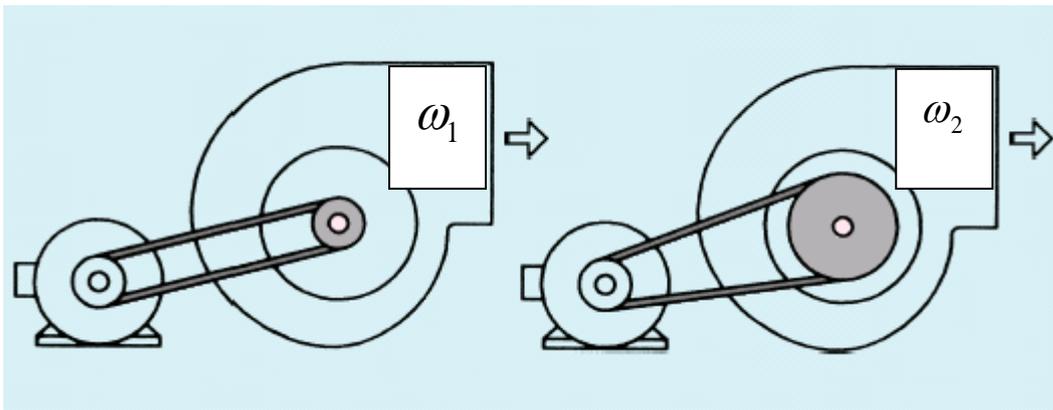


Figura 2.20 Variación del diámetro del rotor.

2.3.4.3 Variación de la Densidad.

El caudal de aire (Q) no varía con los cambios de densidad (ρ)

$$Q_2 = Q_1$$

La Presión (P) varía directamente proporcional a la relación de las densidades del aire (ρ)

$$P_2 = P_1 \left(\frac{\rho_2}{\rho_1} \right) \quad (2.46)$$

El Punto de la Potencia del Motor (BHP) varía directamente proporcional a la relación de las densidades del aire (ρ)

$$BHP_2 = BHP_1 \left(\frac{\rho_2}{\rho_1} \right) \quad (2.47)$$

2.4 SELECCIÓN DE UN VENTILADOR.

Esta sección ofrece pautas para la selección; sin embargo, el funcionamiento y las limitaciones exactas de operación de un ventilador particular deben ser obtenidas del fabricante de los equipos.⁵

2.4.1 CAPACIDAD

2.4.1.1 Caudal (Q)

Basado en los requerimientos del sistema y expresado como “Pies Cúbicos Reales por Minuto (CFM) en la entrada del ventilador.

2.4.1.2 Requerimientos de presión

De acuerdo con los requerimientos de presión del sistema que se expresan normalmente como presión estática del ventilador (SP) o presión total del ventilador” (TP) en pulgadas de agua medidas en condiciones estándar (0.075 lbf/ft³). Si la presión requerida se tiene en condiciones no estándar, se debe realizar una corrección de la densidad.

2.4.2 CARACTERÍSTICAS FÍSICAS DEL FLUJO DE AIRE

2.4.2.1 Material manejado a través del ventilador.

Cuando el aire de escape contiene una cantidad pequeña de humo o de polvo, el ventilador centrífugo de aspas curvas hacia atrás o axial debe ser

⁵ E.E.U.U., Conference of Governmental Industrial Hygienists. Industrial Ventilation. 24ta Ed. SL, ACGIH, 2001. pp 1-3

seleccionado. Con polvo ligero, humo o humedad, un ventilador centrífugo curvo hacia atrás o radial es la selección preferida. Si la carga de partículas es alta, o cuando material es manejado, la selección normal sería un ventilador centrífugo radial.

2.4.2.2 Material explosivo o inflamable.

Se utiliza una construcción resistente a las chispas (motor a prueba de explosión si el motor está en la corriente de aire). Conforme con los estándares del Buró Nacional de Aseguradores Contra Incendios, los de la Asociación Nacional de la protección Contra los Incendios y las regulaciones gubernamentales de los Estados Unidos de Norteamérica.

2.4.2.3 Aplicaciones con corrosivos.

Puede que se requiera una capa protectora o materiales especiales de construcción (inoxidables, fibra de vidrio, etc...)

2.4.2.4 Temperaturas elevadas de corriente de aire.

La temperatura de funcionamiento máximo afecta la resistencia de los materiales y por lo tanto esta debe ser conocida para la selección correcta de los materiales de construcción del ventilador, arreglos de transmisión de fuerza, y tipos de cojinetes.

2.4.3 LIMITACIONES FÍSICAS

El tamaño del ventilador se debe determinar según los requisitos de funcionamiento. El tamaño y la localización de las entradas, peso del ventilador, y facilidad de mantenimiento también debe ser considerado. El tamaño más eficiente del ventilador puede no caber en el espacio físico disponible.

2.4.4 ARREGLOS DE LA TRANSMICIÓN DE POTENCIA

Todos los ventiladores deben tener un cierto tipo de fuente de poder, generalmente tienen un motor eléctrico. En ventiladores prearmados, el motor es provisto y montado por el fabricante. En unidades grandes, el motor está montado por separado y acoplado, directamente o indirectamente al ventilador, por una correa de transmisión.

2.4.4.1 Transmisión directa

Ofrece un ensamblaje más compacto y asegura una velocidad constante del ventilador. La velocidad del ventilador se limita a la velocidad disponible del motor (excepto en al caso de controladores con frecuencia variable). La capacidad es fijada durante la construcción por variaciones en geometría del impeler y velocidad del motor.

2.4.4.2 Transmisión por bandas

Ofrece flexibilidad en la velocidad del ventilador que puede ser cambiada alterando el radio de las poleas de la transmisión. Esto puede ser importante en algunas aplicaciones, prevé cambios en la capacidad del sistemas o los requerimientos de presión debido a los cambios en el proceso, diseño de la campana, localización del equipo, o equipo de limpieza del aire (filtros).

2.5 EL RUIDO.

La diferencia entre sonido y ruido es subjetiva. Depende de la manera como se percibe. A unos puede molestar un sonido que encanta a otros, como cierto tipo de música.

En el terreno de las definiciones diremos que el sonido es la sensación que reciben los órganos auditivos debidas a las variaciones de presión del aire, provocadas por vibraciones de presión del aire, provocadas por vibraciones del mismo. Según la física por su intensidad (fuerte y débil), su tono (frecuencia, aguda o grave) y su timbre (debido a los armónicos de la onda fundamental, que permite distinguir el sonido de un piano del de un violín). Al tratar de la contaminación sónica solo atenderemos a la intensidad del sonido, que es la que revienta el oído⁶.

En conclusión el ruido es un sonido que por sus características e intensidad, nos parece molesto.

2.5.1 MEDIDA DEL SONIDO

Medir un sonido es medir su presión. La presión, fuerza por unidad de superficie, tiene diversas unidades con que expresarla: kp/cm²; atmósfera; baria y el Pascal, Pa, que equivale a 1 Newton/m². De entre todas ellas se ha seleccionado el Pascal como la más conveniente para tratar temas de acústica.

El oído humano es capaz de detectar 20 millonésimas de Pascal (20 μ Pa, micropascales) y es capaz de soportar la sorprendente presión de 20 millones de veces más (20 Pa).

Como referencia al orden de magnitud, señalaremos que 1 μ Pa es cinco mil millones de veces menor que una atmósfera industrial, 1kp/cm².

⁶ ESCODA, S. Manual práctico de ventilación. 2da ed. Barcelon, Soler & Palau, s.f. pp 9-12

2.5.2 EL DECIBELIO

Si deseáramos medir una magnitud P entre su valor inferior, $20\mu\text{Pa}$, resultaría una escala con valores inmanejables. Por ello se recurre a la fórmula:

$$\begin{aligned} \text{NPS (Nivel de Presión Sonora)} &= 20 \log \frac{P}{20} [dB] & (2.48) \\ \text{Valor min.} &= 20 \log \frac{20}{20} = 0 [dB] & \text{umbral audición} \\ \text{Valor max.} &= 20 \log \frac{20 \times 10^6}{20} = 120 [dB] & \text{umbral de dolor} \end{aligned}$$

Esta compara el valor a medir P con el umbral de audición ($20\mu\text{Pa}$). Se saca el logaritmo decimal y se multiplica por veinte. El resultado son los decibelios, dB, de tal presión P mucho más práctica ya que se reduce a solo 120 unidades.

Por otra parte la escala en dB se acerca mucho mas a la percepción humana del sonido ya que el oído reacciona a la proporción de cambio de nivel, el dB, mientras que no reacciona a los incrementos de cambio, presiones en (Pa) o potencias en (W).

Un ruido de $40 \mu\text{Pa}$ al pasar a un valor doble, $80\mu\text{Pa}$, proporciona la misma sensación de aumento que uno de $80\mu\text{Pa}$ al pasar también al doble, $160 \mu\text{Pa}$. En ambos casos el aumento, medido en dB, es igual a 6 dB. Por otra parte hay que añadir que 1 dB es la variación más pequeña que puede apreciar el oído humano.

La escala de la izquierda de la figura 2.21 muestra los valores de presión en μPa entre los umbrales de audición y de dolor y sus correspondientes en dB. Con unas siluetas se han ilustrado diferentes ejemplos de situaciones que produce un ruido aproximado al de la escala.

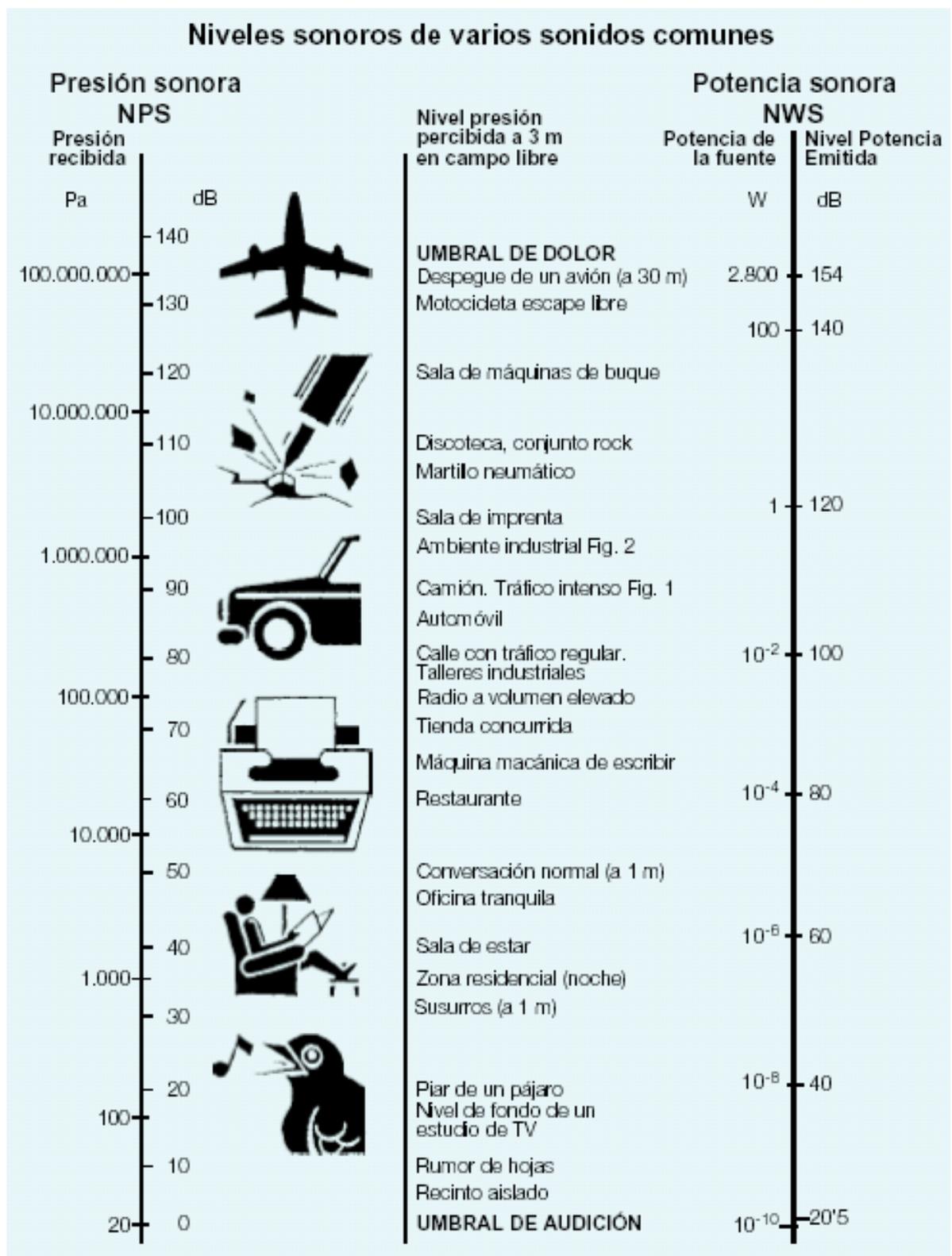


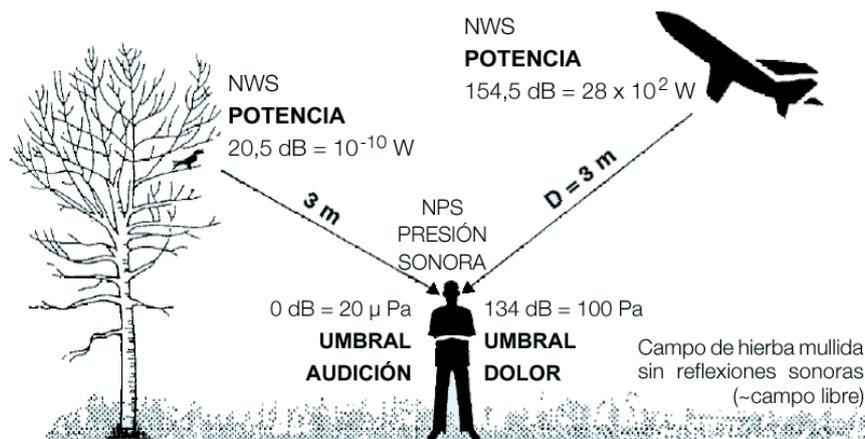
Figura 2.21 Niveles sonoros de varios sonidos comunes.

2.5.3 PRESION Y POTENCIA SONORA

La presión sonora que hemos venido describiendo NPS es producida por una fuente sonora que emite energía por segundo, lo que es la definición de potencia sonora NWS, desde una distancia concreta. Para medir esta magnitud se usa el vatio W.

Por las mismas razones que en el caso de la presión se usa una escala logarítmica para expresar los niveles de potencia de la fuente en base a la fórmula.

El valor de referencia para NWS de 10 W se ha escogido porque una fuente de esta potencia, produce una presión NPS = 1dB sobre una superficie esférica de 1m², con lo que los dB que representan esta presión son numéricamente iguales a los dB de su potencia situada en su centro.



$$\text{En general, Potencia NWS} = \text{NPS} + 20 \log D + 11$$

$$\text{Potencia Umbral Audición} = 0 + 20 \log 3 + 11 = 20,5 \text{ dB}$$

$$\text{Potencia Umbral de Dolor} = 134 + 20 \log 3 + 11 = 154,5 \text{ dB}$$

Figura 2.22 Incidencia de la distancia en la potencia sonora.

El nivel de potencia sonora NWS se obtiene a partir del nivel de presión NPS que se produce en “Campo Abierto” esto es en un lugar exento totalmente de reflexiones acústicas, por medio de la fórmula:

$$\text{NWS} = \text{NPS} + 20 \log D + 11 \quad (2.49)$$

Donde:

D = distancia de la fuente al punto de medida de la presión.

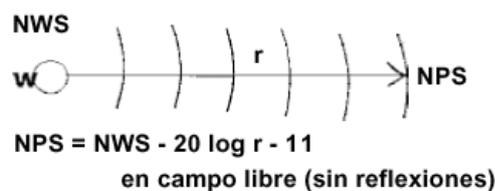
En el caso de la esfera antes descrita de 1 m^2 , con un radio de 0.282 m , resulta:

$$\text{NPS} = 20 \log 0.282 - 11 = 0 \text{ y por tanto } \text{NWS} = \text{NPS}.$$

La escala de la derecha de la figura 2.22 los valores de potencia sonora NWS correspondientes a los de presión su izquierda, estos medidos a 3 m de la fuente. Obsérvese que, en dB resultan distintos unos de otros, 20 dB aproximadamente por encima. Así pues debe tenerse muy en cuenta que clase de nivel dan los catálogos de aparatos, si se trata de dB de presión o de potencia.

2.5.4 RUIDO DE UN VENTILADOR

Un ventilador es una fuente de ruido y por lo tanto vendrá caracterizado por una potencia sonora NWS, el nivel de esta potencia debe formar parte de los datos de catálogo del aparato como una característica más. Pero no es habitual encontrarlos y en su lugar aparecen los valores de presión sonora NPS a los que deben acompañar las condiciones con las que han sido determinadas.



Valor de NWS de referencia, 10^{-12} W .

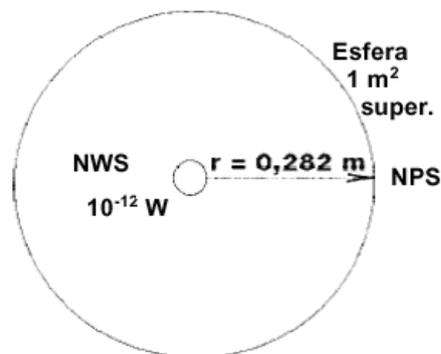


Figura 2.23 Comparación entre potencia sonora y presión sonora.

Sabiendo que el oído humano no tiene la misma sensibilidad a todas las frecuencias y también que el fenómeno es más percibido en los niveles bajos de presión que en los altos, es difícil dar con un circuito electrónico de sensibilidad pareja al oído con el cual construir un medidor de sonido de alta fidelidad.

2.5.5 NORMATIVAS.

Ya que las emisiones de ruido son un asunto de preocupación pública existen organismos internacionales que las regulan, a estos organismos se suman las ordenanzas municipales que las controlan. Algunos de los organismos certificadores de ruido producido por ventiladores más conocidos son: ISO, CEI, CEN, AMCA, ASHRAE entre otros.

CAPÍTULO 3

CIRCULACIÓN DE AIRE DENTRO DE CONDUCTOS

Para ventilar un espacio, un recinto o una máquina, ya sea impulsando aire o bien extrayéndolo, es común tener que conectar el ventilador/extractor a un ducto, de mayor o menor longitud y de una u otra forma o sección.

En el presente capítulo se estudia la velocidad del aire dentro del ducto, parámetro que da lugar a la clasificación de los sistemas de ventilación mecánica, y se estudiara también los instrumentos usados para su medición. Otro parámetro a ser estudiado es la pérdida de presión en los conductos, la manera de calcularla y los instrumentos más comunes para medirla.

Finalmente este capítulo estudia el cálculo y dimensionamiento de sistemas de conducción de aire para ventilación mecánica y establece la importancia de los efectos que el sistema de ductería puede tener sobre el ventilador.

3.1 VELOCIDAD DEL AIRE

Recuérdese aquí que el aire al circular por un conducto a la velocidad V (fpm) de sección A (ft²), determina una presión de velocidad, presión dinámica VP ("w.g.), y que esta se relaciona con el caudal Q (CFM), según las fórmulas:

$$Q = V \times A \quad (3.1)$$

$$VP = df \left(\frac{V}{4005} \right)^2 \quad (3.2)$$

3.1.1 CLASIFICACIÓN GENERAL DE LOS SISTEMAS DE VENTILACIÓN.

3.1.1.1 Sistemas de ventilación para comodidad.

La velocidad del aire influye en la comodidad de las personas principalmente por dos causas: la incidencia del chorro y el ruido que produce.

El primer caso la corriente de aire produce en los humanos una sensación térmica de una menor temperatura. En realidad la forma exacta de delimitar la zona del bienestar es considerar la temperatura efectiva que comprende a la vez la temperatura, la humedad y la velocidad del aire, fijadas sobre una carta sicrométrico.

Tabla 3.1 Efectos de la velocidad del aire

Velocidad Aire (FPM)	Reacción de las Personas	Aplicación Recomendada
0 a 16	Quejas por aire estancado	Ninguna
24	Ideal	Todas
24 a 50	Favorable con reservas	
70	Los papeles se levantan	No en oficinas
80	Máx para personas con ligeros movimiento	Almacenes y comercios
80 a 300	Congeladores o cuartos fríos	Refrigeración

Fuente: Manual Práctico de Ventilación S&P.

En la tabla 3.1 se dan las velocidades del aire recomendadas y los lugares en dónde deben aplicarse. La dirección en la que se recibe el aire, también influye en la satisfacción o molestia que produce. Se considera buena si viene de frente, a la cara de una persona sentada, aceptable si se recibe por encima de la cabeza y rechazable si viene por detrás de la nuca o a nivel de los pies.

El fenómeno de que el movimiento de aire sobre la piel desnuda de las personas provoca una sensación de frío, pese a que el aire tenga la misma temperatura de cuando estaba en calma, en la tabla 3.2 se puede observar de manera cuantitativa este fenómeno.

Tabla 3.2 Efecto de la velocidad del aire sobre el cuerpo humano

Velocidad del Aire Sobre las Personas (FPM)	Sensación de que la temperatura ambiente se ha rebajado en (°C):
20	0
60	1
140	2
200	3
320	4
440	5
590	6
885	7
1280	8

Fuente: Manual Práctico de Ventilación S&P.

Cuando se considera la ventilación para comodidad en oficinas y lugares de trabajo no industriales, se debe tomar en cuenta como necesidad principal la renovación de aire además del efecto de temperatura de aire tenga sobre las personas. Es por esto que en este tipo de aplicaciones el parámetro a ser consultado es el número de cambios de aire por hora para el tipo de oficina o local a ventilarse, sugeridos por estándares internacionales para cada tipo de aplicación.

3.1.1.2 Sistemas de ventilación industrial.

Las dos aplicaciones mas importantes de la ventilación industrial son el transporte neumático de finos, polvos y granos y la extracción de gases contaminantes.

En este tipo de aplicaciones los parámetros importantes son las velocidades de aire necesarias para captar el contaminante, gas o sólido, y la corriente para arrastrarlo por el conducto hasta la descarga.

En determinados casos se necesitara tratar el aire a ser usado o expulsado, antes de que llegue a su destino final. En el caso de su tratamiento previo se utilizan filtros, los mismos que dependerán del nivel de limpieza del aire requerida en determinada aplicación. En aplicaciones de cuartos limpios un filtro absoluto deberá alcanzar una eficiencia del 99.996 % permitiendo el paso de partículas de menos de de 0.12 μ . Mientras que para aplicaciones no especiales la eficiencia será de 30 % máximo. La presencia de estos elementos en la línea de distribución requiere velocidades específicas de flujo, y además causa perdidas de presión considerables.

Cuando el aire es tratado previo a ser evacuado en un proceso de aerotransportación es común el uso de separadores de partículas sólidas o ciclones. Estos elementos permiten recolectar el material transportado en el aire, para ser reutilizado o evacuado. Los sistemas de evacuación requieren velocidades elevadas, ya que en ocasiones el material transportado en el aire es pesado, o podría adherirse a las paredes de los conductos.

En el caso de la extracción de gases contaminantes en procesos industriales se emplean campanas de extracción dispuestas de manera estandarizada de acuerdo al proceso industrial que se esta realizando. Cuando se trabaja en laboratorios de tipo químico- farmacéutico las campanas son remplazadas por sorbonas, que son bancos de trabajo conectados a ventiladores para conseguir la evacuación de los vapores químicos.

3.1.2 VELOCIDAD DEL AIRE EN CONDUCTOS ATENDIENDO AL RUIDO.

En lo que respecta al ruido, las tablas 3.3 y 3.4 se indican los valores de velocidades de aire recomendables para captar el aire de un espacio, impulsar lo al mismo o bien transportarlo por conductos que lo atraviesen.

Para seleccionar la velocidad más conveniente en los ductos debe contemplarse el doble aspecto del coste de la conducción, dimensionada en función del caudal a transportar y por tanto con la velocidad más alta posible y el ruido permitido que marque un límite a esa velocidad.

Tabla 3.3 Velocidad del Aire Atendiendo al Ruido

Bocas de Captación	(FPM)
Habitaciones de residencias y hoteles	240 - 400
Zonas publicas comerciales	400 - 1000
Naves industriales	1000 - 2000
Sistemas de alta velocidad	400 - 800
Bocas de Impulsión	
Estudios de grabación	300 - 500
Habitaciones de residencias y hoteles	500 - 600
Residencias y restaurantes de lujo	500 - 700
Iglesias, antesalas importantes	500 - 700
Oficinas tratadas acústicamente.	500 – 800
Teatros	800
Salas de cine	1000
Restaurante y comedores comunes	1400
Almacenes	2000
Fabricas	1000-2000
Sistemas de alta velocidad	600 - 1600

Fuente: Manual Práctico de Ventilación S&P.

Tabla 3.4 Velocidad del Aire Atendiendo al Ruido

Conductos		Ducto Principal	Ducto Secundario
<i>Instalaciones</i>	Caudal max. (CFM)	(FPM)	(FPM)
<i>Individualizadas:</i>			
	300 – 600	200 - 600	600
	600 – 3000	600 - 1000	200 - 600
	3000 – 6000	1000 - 1400	400 - 800
<i>Instalaciones Centralizadas:</i>			
	Residencias, salones, hoteles	600 - 1000	200 - 600
	Locales públicos, oficinas	1000 - 1400	200 - 600
	Espacios industriales	1000 - 2000	400 - 1000
<i>Instalaciones Semicentralizadas:</i>			
Residenciales			
	Ductos de baja velocidad	400 - 1400	600 - 800
	Ductos de media velocidad	1000 - 2000	600 - 1000
	Ductos de alta velocidad	2000 - 4000	1000 - 2000
Publicas			
	Ductos de media velocidad	1000 - 2000	600 - 1000
	Ductos de alta velocidad	2400 - 5000	1000 - 2000

Fuente: Manual Práctico de Ventilación S&P.

3.2 INSTRUMENTOS DE MEDIDA.

3.2.1 MEDICIÓN DE LA PRESIÓN DEL AIRE.

3.2.1.1 Definiciones básicas.

Para estandarizar conceptos, se define como Presión es la fuerza ejercida por un medio, generalmente líquido o gas, sobre una unidad de área. Se identifica como Vacío a cualquier valor de presión por debajo de la atmosférica.

3.2.1.1.1 Presión diferencial

Es la diferencia entre dos presiones. En muchos casos, esta presión puede ser pequeña. Un ejemplo de presión diferencial es la caída de presión, o la diferencia entre las presiones de entrada y salida, a través de un filtro o un elemento en la línea de flujo.

3.2.1.1.2 Presión manométrica

Es un caso especial de la presión diferencial donde una de las presiones (la de referencia) es la presión atmosférica. Muchos de los manómetros de presión, incluidos los de herramientas de refrigeración están diseñados para hacer medidas de presión de tipo manométrica.

La presión en un conducto además puede clasificarse como estática o dinámica de acuerdo a los conceptos ya revisados en el capítulo anterior.

3.2.1.1.3 Unidades.

Existe una gran cantidad de unidades, muchas de ellas pobremente definidas, que están en uso. La unidad del S.I. es newton por metro cuadrado, llamada pascal (Pa). El bar es una aceptable unidad alternativa como presión atmosférica estándar, pero ha perdido vigencia. Aunque no internacionalmente reconocida, la libra por pulgada cuadrada (psi) es una muy usada y

adecuadamente definida unidad. Entre otras unidades se incluyen las pulgadas de mercurio (in. Hg) y las pulgadas de agua (in. H₂O). Estas últimas medidas son normalmente usadas para tomar medidas de presión diferencial de rango bajo.

Tomando en cuenta la última consideración y el origen de los equipos, E.E.U.U, se utilizaron las pulgadas de columna de agua (in. H₂O) como unidades estándar en la realización de este proyecto.

3.2.1.2 Tipos de instrumentos para medir presión.

Globalmente hablando, los instrumentos de medida de presión pueden ser divididos en tres categorías: los de tipo estándar, los manómetros mecánicos y los transductores electromecánicos. Los instrumentos del tipo estándar son usados para las calibraciones. El manómetro de columna de líquido que es el más común y potencialmente el más preciso de los estándares es usado para una variedad de aplicaciones, incluyendo las de campo. Los manómetros mecánicos son generalmente los menos costosos y los instrumentos de medida de presión comunes. De cualquier manera, los transductores electromecánicos se han convertido en instrumentos cada vez menos costosos y de fácil uso.

3.2.1.2.1 Manómetros de columna de líquido

Miden presión por medio de la determinación del desplazamiento de la columna de un líquido de densidad conocida en un lugar de fuerza gravitacional (o altura) conocida. Típicamente estos manómetros están contruidos en forma de tubo en U de material transparente (vidrio o plástico). La presión a ser medida se aplica en un lado del tubo en U. Si el otro lado (el de referencia) es evacuado (presión cero; si el lado de referencia es abierta a la atmósfera, esta mide presión manométrica; si el lado de referencia es conectado a alguna otra presión, el manómetro mide el diferencial entre las dos presiones. A continuación la figura 3.1 ilustra este instrumento.



Figura 3.1 Manómetros de tubo inclinado.

En algunos de los instrumentos de rango bajo, uno de los tubos del manómetro es inclinado para facilitar la lectura.

Los manómetros de tubo llenados con mercurio son usados para medir rangos de mayor presión diferencial y absoluta. En el último caso, el lado de referencia es evacuado con una bomba de vacío. Típicamente los rangos de escala completa para manómetros varían desde diez in. H₂O a tres atmósferas.

3.2.1.2.2 Manómetros mecánicos

Los del tipo más común usan un sensor de tubo de Bourdon, el cual es esencialmente un tubo de metal de sección redonda o cuadrada devanado. Un acople mecánico traduce la señal de movimiento de el final de el tubo a rotación de la aguja. En la mayoría de los casos, el tubo de Bourdon esta rodeado por presión atmosférica, por esto los manómetros mecánicos miden presiones manométricas.

3.2.1.2.3 Transductores electromecánicos.

Los manómetros mecánicos están generalmente limitados por su comportamiento inelástico de elemento de sensado, la fricción en el mecanismo de lectura, y la limitada resolución de la aguja y el dial. Estos efectos pueden ser eliminados o reducidos mediante el uso de técnicas de la electrónica para cuantificar la deformación o tensión de un elemento mecánico de sensado y el convertidor electrónico de señal que convierte dicha deformación o tensión en una lectura de presión. Sensores capacitivos, inductivos y de nivel óptico son usados para medir el desplazamiento del elemento sensor. En algunos casos, técnicas de retorno de señal podrían ser usadas en una posición nula, minimizando la distorsión e histéresis del elemento de sensado. Control de temperatura o compensación es continuamente incluido. La señal de salida podría ser en forma de una pantalla digital, corriente o voltaje análogo, o un código digital.

3.2.2 MEDICIÓN DE LA VELOCIDAD DEL AIRE.

El aire puede ser tratado como un fluido incompresible, y fórmulas simples dan resultados de suficiente precisión para resolver problemas de ingeniería. En la tabla 3.5 se tienen los instrumentos para medir la velocidad del fluido con sus rangos de aplicación y precisión.

Tabla 3.5 Instrumentos para medir velocidad y rangos de aplicación

TIPO DE MEDICIÓN	APLICACIÓN	RANGO (FPM)	PRECISIÓN	LIMITACIONES
Aerotransportación de Humo o Partículas Sólidas	Velocidades de aire bajas en cuartos, altamente direccionado	5 a 50	10 a 20 %	De difícil uso pero preciado al buscar trazado del movimiento del aire.
Anemómetro de Aleta Deflectora.	Velocidades de aire en cuartos, bocas de impulsión, salidas. ; direccional	30 a 24.000	5 %	Necesita chequeo periódico para calibración.
Anemómetro de Aspas o Aletas de Impulsión.	Velocidades de aire moderadas en ductos y cuartos; algo direccional	100 a 3000	2 a 5 %	Extremadamente sujetos a error con variaciones en velocidad con espacio y tiempo; de fácil avería; necesitan calibración periódicamente.

**Tabla 3.5 Instrumentos para medir velocidad y rangos de aplicación
(Continuación)**

TIPO DE MEDICIÓN	APLICACIÓN	RANGO (FPM)	PRECISIÓN	LIMITACIONES
Anemómetro Térmico	a. Velocidades de aire moderadas; disponibles en modo direccional y no direccional. b. Velocidades de aire altas. c. Velocidades de aire fugaces y turbulencia.	1 a 2000 Mayor a 60,000	2 a 5 % 0.2 a 5 %	Requiere calibración de precisión con intervalos frecuentes. Algunos son relativamente costosos.
Anemómetro de Copas	Metereológicas	Mayor a 12,000	2 a 5 %	Pobre precisión a bajas velocidades de aire (< 500 fpm)
Velocímetro de Láser Doppler	Calibración de instrumentos para medir velocidad de aire	1 a 6000	1 a 3 %	Alto costo y complejidad de construcción , lo que limita al LDVs a ser usado solo en laboratorios
Tubo Pitot	Instrumento estándar para medición de velocidad de aire en ductos.	180 a 10,000 con micromanómetros; 600 a 10,000 con medidores comunes; Mayor a 10,000 con cualquier manómetro.	1 a 5 %	La precisión baja poco al final del rango.
Tubo de Impacto y llave estática de pared u otras	Velocidad de aire alta, pequeños tubos y utiles donde la dirección puede ser variable	120 a 10,000 con micromanómetros; 600 a 10,000 con medidores comunes; 10,000 Mayor a 10,000 con manómetro	1 a 5 %	La precisión depende de lo constante que sea la presión a través de la sección de flujo

Fuente: ASHRAE Fundamentals 1997.

3.2.2.1 Los Anemómetros

3.2.2.1.1 Anemómetro de aleta de deflexión

Consiste en una aleta pivotada encerrada en una caja. El aire supera la presión sobre la aleta para pasar a través del instrumento desde un punto a contra flujo a un punto abierto en el sentido del flujo. Una magneto resistencia capta la señal de movimiento de la aleta. El instrumento da medidas instantáneas de velocidad direccional en una escala indicada.

3.2.2.1.2 Anemómetro de aspas o aletas de impulsión

Estos aparatos se basan en una rueda de aspas que gira dentro de una envoltura tubular de acuerdo con la velocidad del aire. El aparato traduce la velocidad de giro de las paletas en velocidad del aire que cruza axialmente su carcasa, dando una lectura discreta de la velocidad. Ver figura 3.2.

3.2.2.1.3 Anemómetro térmico

O de hilo caliente (hot wire) consiste en un RTD calentado, junto con una termocupla, o sensor termistor construido al final de una probeta; el mismo que esta diseñado para proveer un método directo y simple para determinas la velocidad del aire en un punto específico del campo de flujo. Las variaciones de temperatura de una resistencia eléctrica por la acción refrigeradora del aire que circula se traducen en indicaciones de velocidad del mismo. Ver figura 3.3.

3.2.2.1.4 Velocímetros o anemómetros de láser Doppler

Son sistemas de extremada complejidad que colectan luz dispersada producida por una partícula que pasa a través de dos emisores de láser intersecados a una misma frecuencia de luz. La luz dispersada consiste de un modelo de ráfagas espaciadas regularmente entre si, cuya frecuencia es linealmente proporcional a la velocidad de la partícula.



Figura 3.2 Anemómetro electrónico



Figura 3.3 Termo-anemómetro digital

3.2.2.2 El tubo pitot estándar

El tubo pitot, en conjunto con un apropiado manómetro o transductor de presión diferencial, provee un método simple para determinar la velocidad del aire en un punto en el campo de flujo. La figura 3.4 muestra la construcción del tubo pitot estándar de acuerdo al ASRAE y el método de conexión con manómetros inclinados para mostrar ambas presiones, estática y dinámica. La ecuación para determinar la velocidad del aire desde una presión dinámica medida.⁷

$$V = \text{Velocidad (fpm)} \quad V = 136.8 \times \sqrt{\frac{2 \times VP \times g}{\rho}} \quad (3.3)$$

VP = Presión dinámica, lectura de manómetro con tubo pitot (*in. H₂O*)

ρ = Densidad de aire (lb_m / ft^3)

g = Constante gravitacional = 32.174 ($lb_m \cdot ft / lb_f \cdot s^2$)

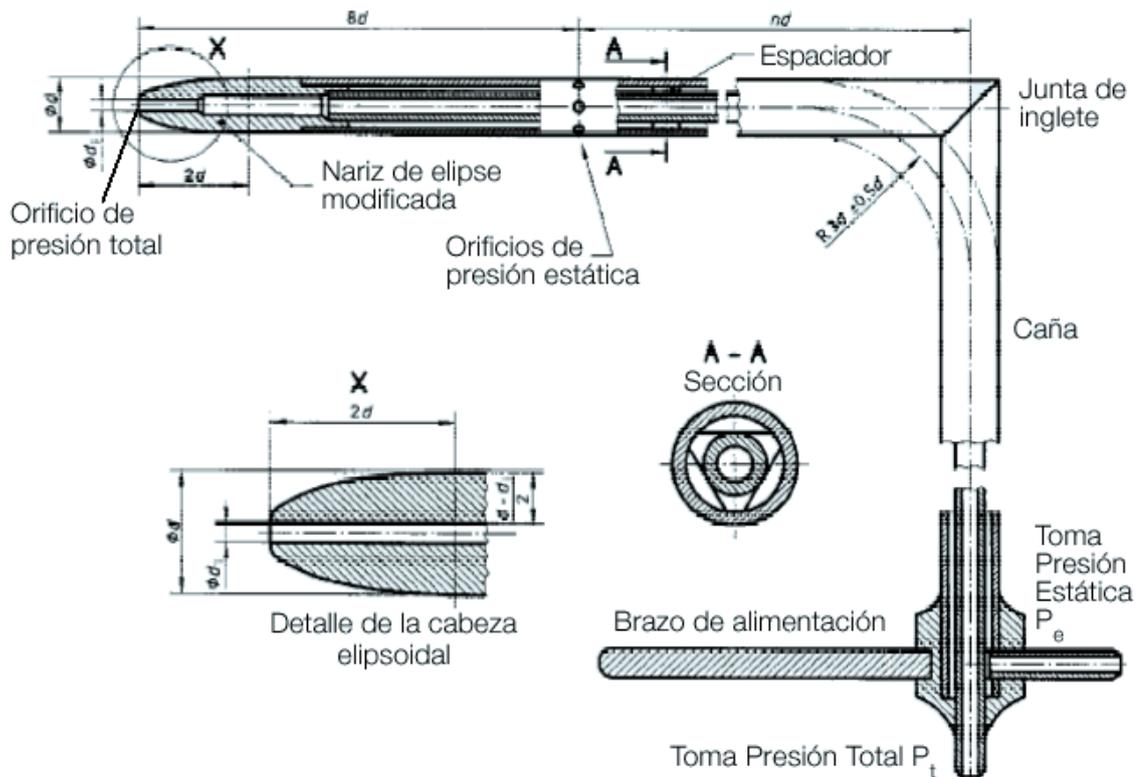


Figura 3.4 Tubo pitot estándar

⁷ E.E.U.U., ASHRAE. Fundamentals. 1ra edición, SL. 1997. pp 39-56

El tipo de manómetro o transductor de presión usado con un tubo pitot depende de la magnitud de presión dinámica que está siendo medida y de la precisión deseada. A velocidades mayores que 1500 (FPM), un manómetro regular es usualmente satisfactorio. Si el tubo pitot es usado para medir velocidades de aire inferiores a los 1500 (FPM), un manómetro de precisión o un transductor de presión diferencial debe emplearse.

Otros tubos pitot han sido usados y calibrados para medir condiciones especiales. Varios tamaños de tubos pitot geoméricamente similares al estándar pueden ser usados. Para relativamente velocidades altas en ductos de reducida área transversal, las mediciones de presión total pueden ser obtenidas con un tubo pitot de impacto. Cuando la presión estática a través de la corriente es relativamente constante, como en flujo turbulento en un ducto recto.

3.2.2.3 Medición de flujo de aire en ductos

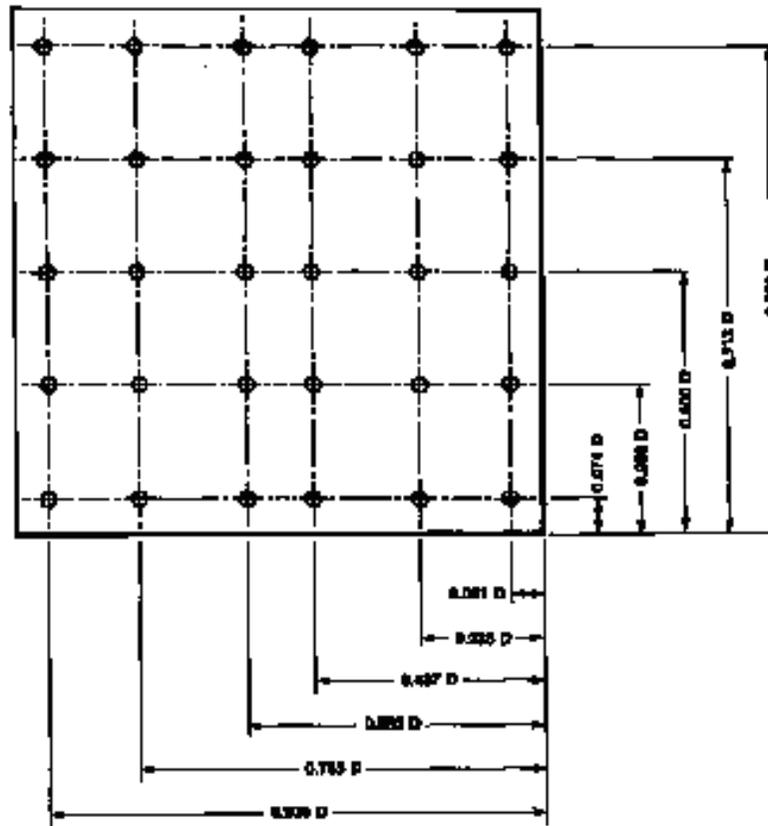
Debido a que la velocidad en un ducto no es uniforme a través de cualquier sección, y una lectura de tubo pitot o de un anemómetro termico indica velocidad solamente en una locación o punto transversalmente, es por eso que usualmente lo que se obtiene es un promedio de velocidad tomada en varios puntos de la sección. Generalmente, la velocidad es la menor cerca de los bordes o las esquinas, y la mayor esta en el centro o cerca de el.

Para determinar la velocidad en el plano transversal, un estricto promedio de puntos individuales de velocidad dará satisfactorios resultados, cuando los puntos de velocidad sean determinados por medio de la regla del logaritmo de Tchebycheff (estándar ISO 3966).

La figura 3.5 muestra las ubicaciones transversales para la toma de velocidad en ductos rectangulares o redondos de acuerdo al estándar 111 del ASHRAE. La regla del logaritmo de Tchebycheff provee la mayor precisión debido a que su ubicación para los puntos de medida toma en cuenta el efecto de fricción y la caída de velocidad en las paredes del ducto.

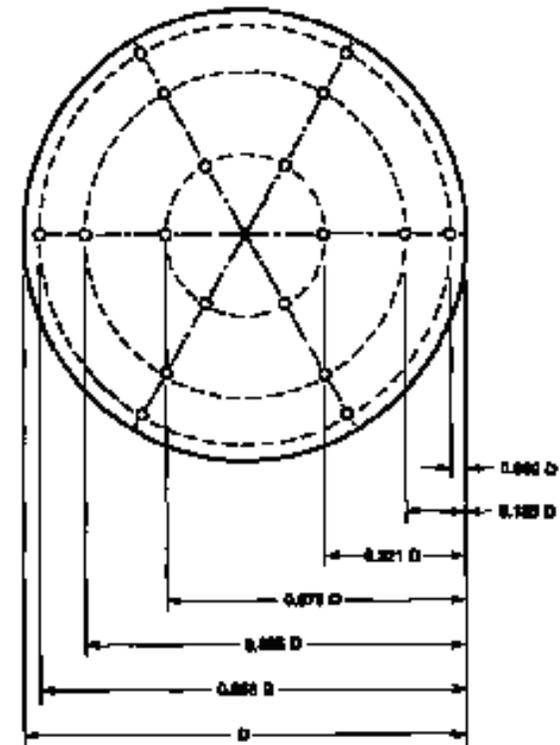
Si es posible, los puntos de medición deben estar ubicados al menos 7.5 diámetros en la dirección del flujo y tres diámetros a contra flujo de un accidente o punto de perturbación del flujo. Bajo acuerdo previo se pueden tomar medidas en secciones tan cerca como dos diámetros en el sentido de flujo y un diámetro a contra flujo, aumentando de esta manera el error en la medida. Debido a que los flujos medidos en el campo son raramente regulares y uniformes, particularmente junto a las perturbaciones, la precisión puede mejorarse mediante el incremento del número de puntos de medida.

Aletas de enderezamiento, de acuerdo al estándar 51, ubicadas 1.5 diámetros del ducto por delante de la sección de mediciones mejoran la precisión de la medida. Cuando las velocidades fluctúan en un plano transversal, las lecturas deberán ser promediadas usando una base de ponderación por tiempo. Dos medidas transversales en una sucesión corta también ayudan a sacar del promedio las variaciones de velocidad que ocurren con el tiempo. Si presiones dinámicas negativas se obtienen, estas deben ser consideradas como medidas de valor cero y calculadas en el promedio de presiones dinámicas.



No. de puntos en línea transversal	Posición relativa a la pared interior
5	0.074, 0.235, 0.500, 0.712, 0.926
6	0.061, 0.235, 0.437, 0.563, 0.765, 0.926
7	0.053, 0.203, 0.366, 0.500, 0.634, 0.797, 0.947

Log-Tchebycheff para ductos rectangulare



No de mediciones a lo largo del diametro	Posición relativa a la pared interior
6	0.032, 0.135, 0.321, 0.679, 0.865, 0.968
8	0.021, 0.117, 0.184, 0.345, 0.655, 0.816, 0.883, 0.981
10	0.019, 0.077, 0.153, 0.217, 0.361, 0.639, 0.783, 0.847, 0.923, 0.981

Log-linear para ductos circulares

Figura 3.5 Ubicación puntos de medición de presión estándar 111 ASHRAE

3.3 MECÁNICA DE FLUIDOS.

3.3.1 PERDIDAS DE PRESIÓN CONDUCTOS Y EN ACCESORIOS TÍPICOS

El flujo del aire por un conducto absorbe energía del ventilador que lo impulsa/extrae debido al roce con las paredes, los cambios de dirección o los obstáculos que se hallan a su paso. La rentabilidad de una instalación exige que se minimice esta parte de energía consumida⁸.

3.3.1.1 Cambios de presión en el sistema

La figura 3.6 muestra los cambios de presión estática y dinámica en un sistema que consiste de un ventilador con ambos tipos de ductería, suministro y retorno. Además se muestran los gradientes de presión total y estática con referencia a la presión atmosférica.

Para todas las secciones de área constante, las presiones total y estática son iguales. En las diferentes transiciones, la presión dinámica decrece, la presión total absoluta también se reduce, y la presión estática absoluta puede aumentar. El incremento de la presión estática absoluta se conoce como recuperación estática.

En las transiciones convergentes, la presión dinámica aumenta en la dirección del flujo y las presiones estática y total absolutas se reducen.

En la salida, las pérdidas de presión total dependen de la forma del accesorio y de las características del flujo. Los coeficientes de pérdida a la salida C_o pueden ser mayores que uno, menores que uno o iguales a uno. Note que para un coeficiente de pérdida menor a uno, la presión estática en contra flujo a la salida es menor a la, atmosférica (negativa).

En la sección 1, las pérdidas totales de presión dependen de la forma de la entrada. La presión total inmediatamente en dirección del flujo de la entrada iguala la

⁸ E.E.U.U., ASHRAE. Fundamentals. 1ra edición, SL. 1997. pp 250-285

diferencia entre la presión a contra flujo, la cual es cero (presión atmosférica), y las pérdidas a través de los accesorios. La presión estática del aire ambiente es cero; algunos diámetros en la dirección del flujo, en cambio es negativa, igual a la suma de la presión total (negativa) y la presión dinámica (siempre positiva).

La resistencia del sistema al flujo es mostrada por la línea de grado de la presión total en la figura 3.6 las secciones 3 y 4 incluyen las pérdidas de presión por el efecto del ventilador en el sistema.

3.3.1.2 Resistencia del fluido

Las pérdidas de un sistema de ductos son la irreversible transformación de la energía mecánica en calor. Los dos tipos de pérdidas son (1) por fricción y (2) dinámicas.

3.3.1.3 Pérdidas por Fricción

Las pérdidas por fricción se producen debido a la viscosidad del fluido y son resultado del par o momento intercambiado entre las moléculas en un flujo laminar, y entre partículas individuales de capas de fluido adyacente que se mueven a diferentes velocidades en flujo turbulento. Las pérdidas por fricción ocurren a lo largo de toda la longitud del ducto.

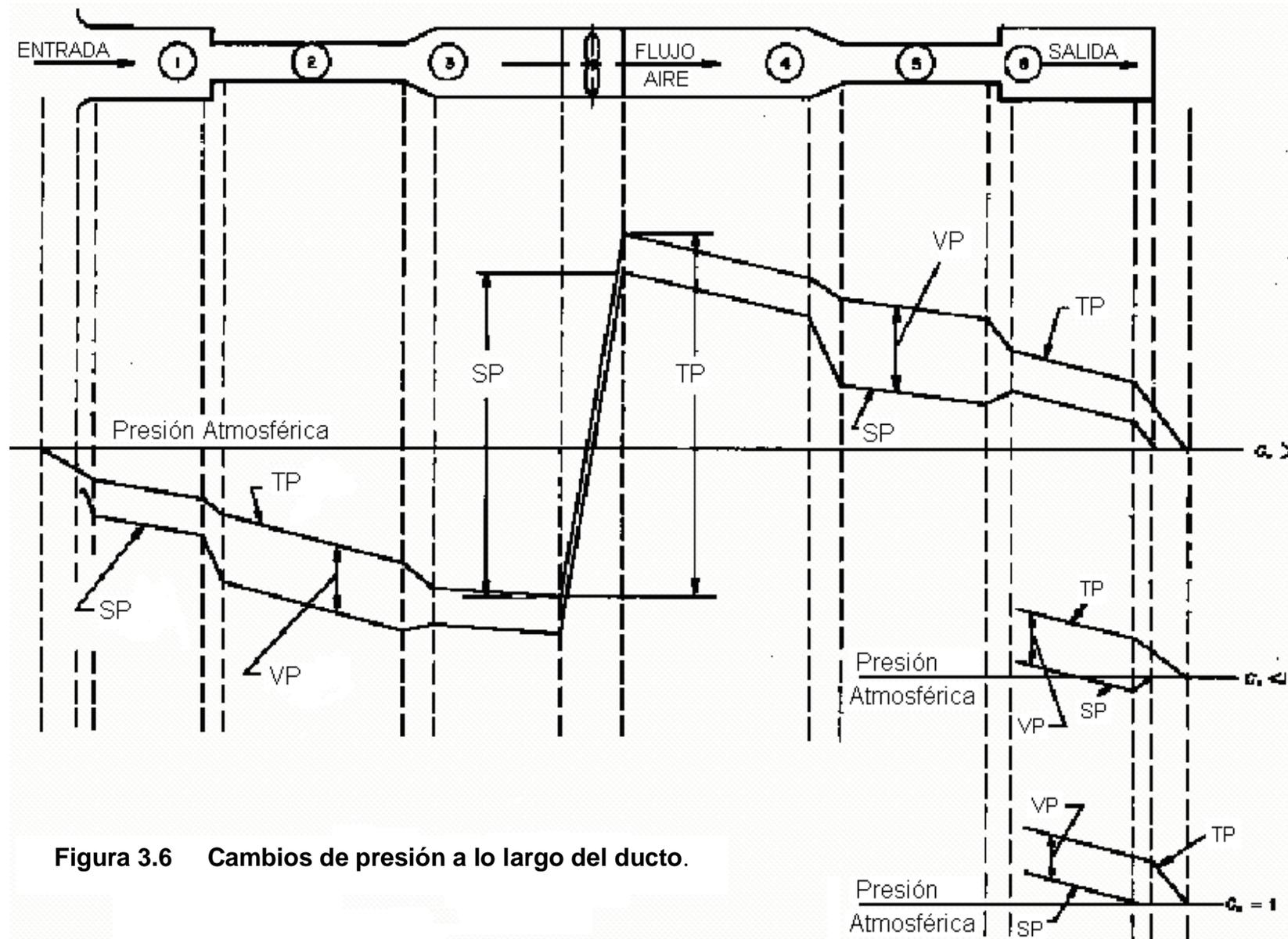


Figura 3.6 Cambios de presión a lo largo del ducto.

3.3.1.3.1 Ecuaciones de Darcy, Colebrook, y Altshul-Tsal.

Para un flujo de fluido en conductos, las pérdidas por fricción pueden calcularse por la ecuación de Darcy:

$$\Delta p_f = \frac{12 f L}{D_h} \rho \left(\frac{V}{1097} \right)^2 \quad (3.4)$$

Donde:

Δp_f = pérdidas de presión en términos de presión total, (in. H₂O)

f = factor de fricción, (adimensional)

L = longitud del ducto, (ft)

D_h = diámetro hidráulico, (in)

V = velocidad, (fpm)

ρ = densidad, (lb_m / ft^3)

Dentro de la región de flujo laminar (números de Reynolds menores a 2000), la fricción es un factor únicamente del número de Reynolds.

Para un flujo completamente turbulento, el factor de fricción depende del número de Reynolds, de la rugosidad de la superficie del ducto, y de las protuberancias internas tales como las juntas. Entre los límites del comportamiento hidráulico lizo y el totalmente rugoso o accidentado, esta una zona de transición rugosa donde el factor de fricción depende de ambos, rugosidad y el número de Reynolds. En esta rugosidad transicional, o zona turbulenta el factor de fricción f es calculado con la ecuación de Colebrook. La curva de transición de Coolebrook une asintóticamente las curvas que representan los flujos laminar y completamente turbulento. Debido a que esta ecuación no puede ser resuelta explícitamente para f , utilizando las técnicas iterativas de Bell.

$$\frac{1}{\sqrt{f}} = -2 \log \left(\frac{12\varepsilon}{3.7D_h} + \frac{2.51}{Re\sqrt{f}} \right) \quad (3.5)$$

Donde:

ε = factor de rugosidad absoluta del material, (ft)

Re = número de Reynolds.

Una fórmula simplificada para calcular el factor de fricción, desarrollada por Atshul y modificada por Tsal es:

$$f' = 0.11 \left(\frac{12\varepsilon}{D_h} + \frac{68}{\text{Re}} \right)^{0.25} \quad (3.6)$$

Si $f' \geq 0.018$ entonces $f = f'$

Si $f' < 0.018$ entonces $f = 0.85f' + 0.0028$

Los factores de fricción obtenidos con la ecuación de Altshul-Tsal están dentro del 1.6% de error con respecto a aquellos obtenidos con la ecuación de Colebrook.

$$\text{Re} = \frac{D_h V}{720\nu} \quad (3.7)$$

Donde

ν = viscosidad cinemática, (ft^2/s)

Para aire estándar, Re puede ser calculado por:

$$\text{Re} = 8.56D_h V \quad (3.8)$$

3.3.1.3.2 Factores de rugosidad.

Los factores de rugosidad ε listados en la tabla 3.6 son recomendados para usarlos con la ecuación de Colebrook o Altshul-Tsal. Estos valores no solo incluyen materiales, sino que también la construcción del ducto, el tipo y la separación entre las uniones (Griggs and Khodabakhsh-Sharifabad 1992).

Los factores de rugosidad para otros materiales son presentados en el manual de Idelchik (1986). Idelchik resume los factores de rugosidad para 80 materiales incluyendo tubos de metal; conductos hechos de concreto y cemento; y madera, aglomerado y tubos de vidrio.

Tabla 3.6 Factores de rugosidad

Material del Ducto	Categoría de Rugosidad	Rugosidad Absoluta ϵ , (ft)
Acero al carbono no recubierto, limpio (Moody 1944) (0.00015 ft) PVC tubería plástica (Swim 1982) (0.00003 a 0.00015 ft) Aluminio (Huchinson 1953) (0.000015 a 0.0002 ft)	Lizo	0.001
Acero galvanizado, de costura longitudinal, juntas cada 4 ft (Griggs 1987) (0.00016 a 0.00032 ft) Acero galvanizado, de rolado continuo, costura espiral, juntas cada 10ft (Jones 1979) (0.0002 a 0.0004 ft) Acero galvanizado, de costura espiral con 1, 2, y 3 fajas, juntas cada 12 ft (Jones 1979) (0.0002 a 0.0004 ft)	Lisura Media	0.0003
Acero galvanizado, de costura longitudinal, juntas cada 2.5 ft (Wright 1945) (0.0005 ft)	Promedio	0.0005
Ducto de fibra de vidrio, rígida Revestimiento de fibra de vidrio, lado interior con la cara del material (Swim 1978) (0.005 ft)	Rugosidad Media	0.003
Revestimiento de fibra de vidrio, lado interior recubierto con spray (Swim 1978) (0.015 ft) Ducto flexible, metálico (0.004 a 0.007 ft cuando esta totalmente extendido) Ducto flexible, todo tipo de fabricación y red (0.0035 a 0.015 ft cuando esta totalmente extendido) Concreto (Moody 1944) (0.001 a 0.01 ft)	Rugoso	0.01

Fuente: ASHRAE Fundamentals 1997.

Swim (1978) condujo pruebas sobre recubrimientos de fibra, para ducto, de diferentes densidades. Como resultado general de estas pruebas, Swim recomienda para el diseño usar como factor de rugosidad 0.015(ft) para recubrimientos por spray, y 0.005(ft) para recubrimientos sobre una cara de material cementado en el lado donde pasa el aire. En ambos casos., el factor de rugosidad incluye la resistencia ofrecida por aceleradores mecánicos y se asumen buenas juntas. Recubrimientos cortados demasiado pequeños producen (1) pérdidas del desempeño térmico, (2) problemas por posible condensación, (3) daño potencial al recubrimiento (erosión del manto o desprendimientos de la superficie del ducto), y (4) la recolección de suciedad, escombros y la iniciación de problemas biológicos. La densidad del recubrimiento no influencia significativamente la resistencia al flujo.

Los datos de los constructores indican que la rugosidad absoluta para ductos flexibles no metálicos esta en el rango de 0.00035 a 0.015(ft). Para ductos metálicos totalmente extendidos los rangos de rugosidad absoluta van de 0.0004 a 0.007 (ft).

Este rango cubre al ducto flexible con la red de soporte expuesta al flujo o cubierta por el material. La figura 3.7 provee un factor de corrección para ducto flexible enderezado cuando no esta extendido totalmente.

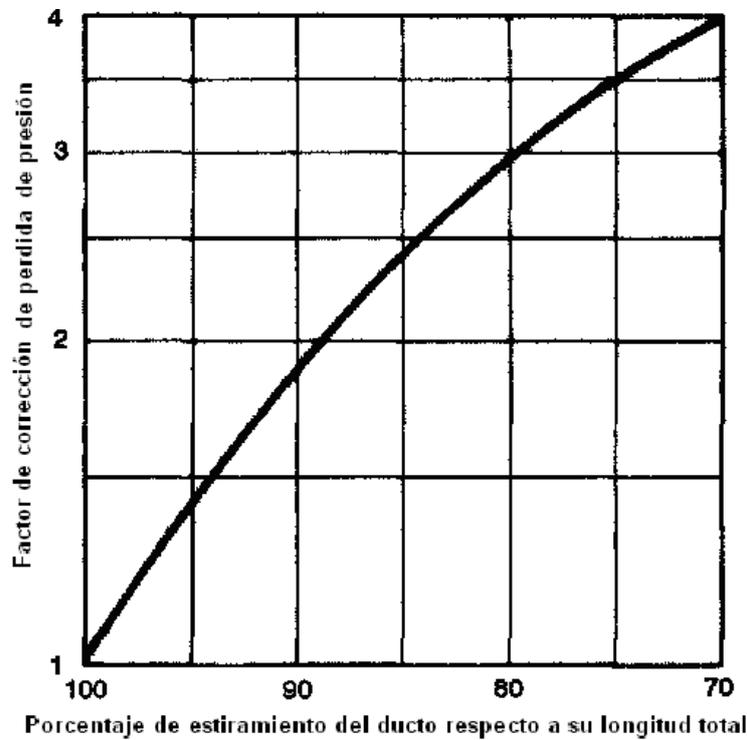


Figura 3.7 Factor de corrección para ducto flexible no extendido.

3.3.1.3.3 Diagrama de fricción.

La resistencia del fluido causada por la fricción en ductos redondos puede ser determinada por el diagrama de fricción (figura 3.8). Este diagrama esta basado en un flujo de aire estándar a través de ductos redondos galvanizados con una rugosidad absoluta de 0.0003 (ft).

Los cambios en la presión barométrica, temperatura, y humedad afectan a la densidad, y viscosidad del aire así como al número de Reynolds. No se necesita hacer correcciones al diagrama de la figura 3.8 por las siguientes razones: (1) materiales del ducto con un factor de rugosidad de lisura media, (2) variaciones de temperatura en el orden de $\pm 30^{\circ}\text{F}$ a 70°F , (3) altura hasta 1500 (ft), (4) presiones en el ducto desde -20 (in. H₂O) a + 20 (in. H₂O) con respecto a la del ambiente. Estas variaciones individuales de temperatura, altura, y presión en el ducto dan como resultado perdidas dentro del $\pm 5\%$ del gráfico estándar de fricción del aire.

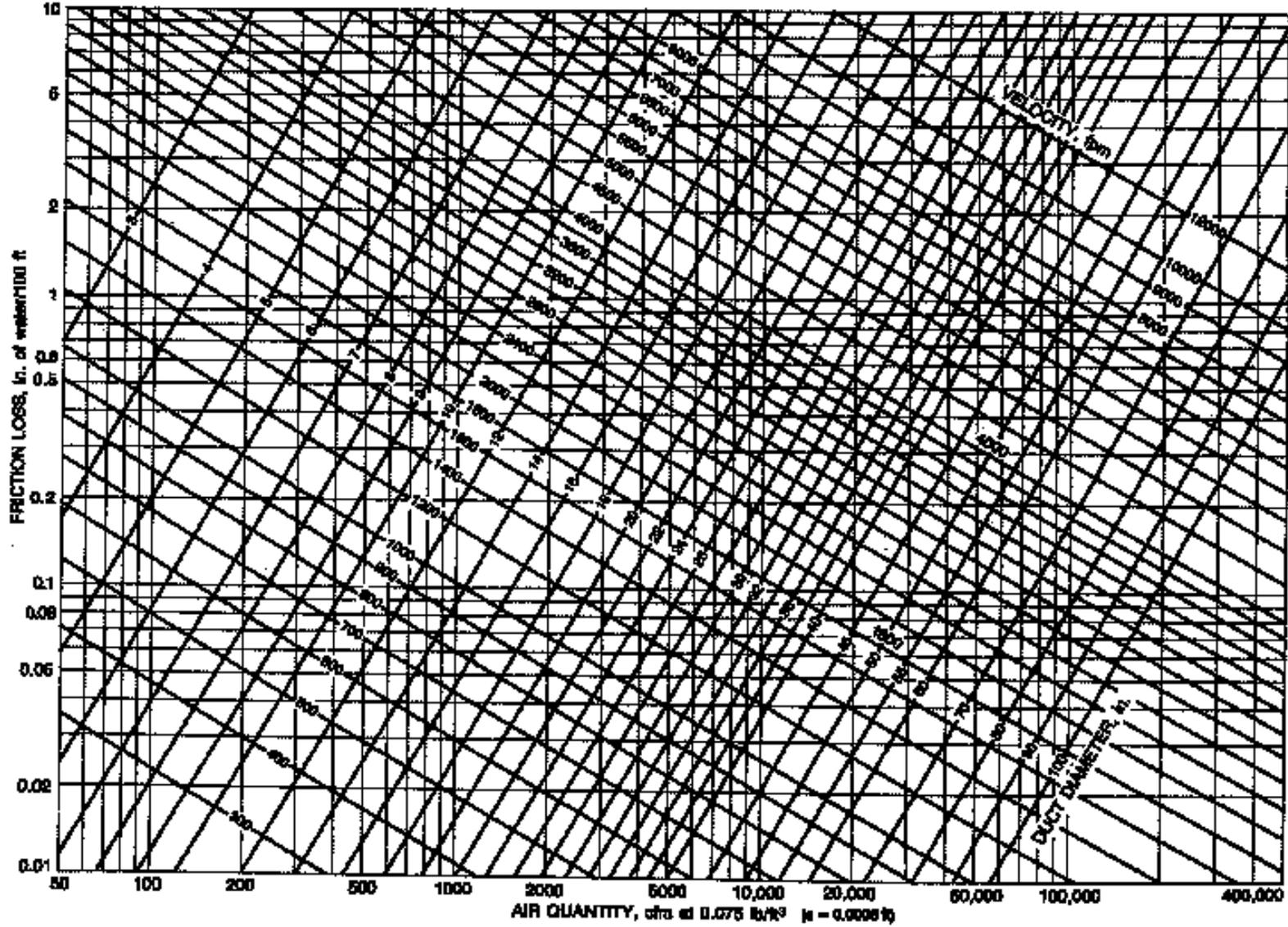


Figura 3.8 Cuadro de fricción para ducto redondo ($\rho = 0.075 \text{ (lb}_m / \text{ft}^3)$ y $\varepsilon = 0.0003 \text{ (ft.)}$)

Para ductos de materiales diferentes a los categorizados en la tabla 3.6, y para variaciones en la temperatura, presión barométrica (altura), y presión en el ducto (fuera del rango listado), se deberá calcular la pérdida por fricción en un ducto con las ecuaciones de Altshul-Tsal y Darcy.

3.3.1.3.4 Ductos no Circulares.

Un análisis de momento puede relacionar el promedio de la tensión sobre la pared con la caída de presión por unidad de longitud para un totalmente desarrollado flujo turbulento en un paso de forma arbitraria pero de área transversal uniforme a lo largo de la longitud. Este análisis conduce a la definición de diámetro hidráulico.

$$D_h = \frac{4A}{Pe} \quad (3.9)$$

Donde:

D_h = diámetro hidráulico, (in)

A = área del ducto, (in²)

Pe = perímetro de la sección transversal, (in)

Mientras el diámetro hidráulico es usado a menudo para correlacionar datos no circulares, las soluciones exactas para flujo laminar en pasos no circulares muestra que tal práctica causa algunas inconsistencias. No existe solución exacta para flujo turbulento. Pruebas sobre un limitado rango de flujo turbulento indicaron que la resistencia del fluido es la misma para iguales longitudes de ductos a una significativa velocidad de flujo igual si los ductos tienen el mismo radio de sección transversal al perímetro. De una serie de experimentos usando ductos redondos, cuadrados, y rectangulares que tienen esencialmente el mismo diámetro hidráulico, Huebscher (1948) encontró que, para la mayoría de propósitos, tenían la misma resistencia al flujo a iguales velocidades significativas. Las pruebas de Griggs y Khodabakhsh-Sharifabad (1992) además indicaron que los datos experimentales del ducto rectangular para el flujo de aire sobre el rango típico de los sistemas de aire acondicionado pueden ser correlacionados satisfactoriamente usando la ecuación de Colebrook junto

con el diámetro hidráulico, particularmente cuando una incertidumbre realista experimental es aceptada. Estas pruebas se soportan usando el diámetro hidráulico para correlacionar los datos de un ducto no circular.

3.3.1.3.5 Ductos Rectangulares

Huebscher (1948) desarrollo la relación entre ductos rectangulares y redondos que es usada para determinar el tamaño equivalente basado en el mismo flujo, resistencia, y longitud.

$$De = \frac{1.30(xy)^{0.625}}{(x+y)^{0.250}} \quad (3.10)$$

Donde:

De = diámetro equivalente para un ducto rectangular de igual longitud, resistencia al fluido, flujo de aire, (in)

x = longitud de un lado del ducto, (in)

y = longitud del lado adyacente del ducto, (in)

3.3.1.4 Perdidas dinámicas.

El coeficiente adimensional CP es usado para evaluar la resistencia del fluido, debido a que este coeficiente tiene el mismo valor en condiciones de corriente dinámicamente similares (corrientes con tramos geoméricamente similares, números de Reynolds iguales, y iguales valores de cualquier otro criterio necesario para una similaridad dinámica). El coeficiente de resistencia del fluido representa la proporción total de pérdida de presión en el punto de la sección transversal referido.

$$CP = \frac{\Delta P_j}{\rho(V/1097)^2} = \frac{\Delta P_j}{VP} \quad (3.11)$$

Donde:

CP = coeficiente local de perdidas, (adimensional)

ΔP_j = pérdida total de presión, (in. H₂O)

ρ = densidad, (lb_m / ft^3)

V = velocidad, (fpm)

VP = presión dinámica, (in. H₂O)

Las pérdidas dinámicas ocurren a lo largo de un ducto y no pueden ser separadas de las pérdidas por fricción. Para facilidad de cálculo, las pérdidas dinámicas se asumen estar concentradas en una sección (local) y excluyen fricción. . Las pérdidas por fricción deben ser consideradas solamente para longitudes de accesorios relativamente largas. Generalmente, las pérdidas por fricción en los accesorios son contabilizadas por la medición de las longitudes desde la línea de centro de un, accesorio al próximo. Para accesorios acoplados cercanamente (menos de seis diámetros hidráulicos de separación), el modelo de flujo entrante difiere del modelo usado para determinar coeficientes de pérdida. La información adecuada para este caso no es disponible.

Para todos los accesorios, excepto las uniones o juntas calculamos la pérdida de presión ΔP_j con la siguiente ecuación.

$$\Delta P_j = CP_o \times VP_o \quad (3.12)$$

donde el subíndice o es la sección transversal a la cual la presión dinámica es referida. La pérdida dinámica esta basada en la velocidad actual en el ducto, y mas no en la velocidad en un ducto no circular equivalente. Para la sección transversal en referencia. Donde se necesite (accesorios de área diferente), convertir un coeficiente de pérdidas desde una sección o a una sección i usaremos la siguiente ecuación, donde V es la velocidad en las secciones respectivas.

$$CP_i = \frac{CP_o}{(V_i/V_o)^2} \quad (3.13)$$

Para cruces de flujos convergentes y divergentes, la pérdida de presión total a través de la sección principal se calcula así.

$$\Delta P_j = CP_{C,S} \times VP_C \quad (3.14)$$

Para pérdidas totales de presión a través de la sección del ramal.

$$\Delta P_j = C_{C,B} \times VP_C \quad (3.15)$$

Donde VP_C es la presión dinámica en la sección común c, y $CP_{C,S}$ y $CP_{C,B}$ son pérdidas por los flujos principal y secundario (o del ramal) respectivamente, cada uno se refiere a la presión dinámica de la sección c.

Para convertir los coeficiente locales de cruce mencionados, a presión dinámica principal y del ramal. Use la siguiente ecuación.

$$CP_i = \frac{CP_{C,i}}{(V_i/V_C)^2} \quad (3.16)$$

Donde:

CP_i = coeficiente de pérdida local referido a la sección que esta siendo calculada, (adimensional)

$CP_{C,i}$ = coeficiente de pérdida local principal ($CP_{C,S}$) o de ramal ($CP_{C,B}$) referido a la presión dinámica en la sección comun, (adimensional)

V_i = velocidad en la sección en mención, (fpm)

V_C = velocidad en la sección común, (fpm)

Subindices

B = ramal

S = sección principal

C = sección común

El encuentro de dos flujos paralelos moviéndose a diferentes velocidades esta caracterizado por una mezcla turbulenta de corrientes, acompañada por pérdidas de presión. En el curso de esta mezcla, un intercambio de momento toma lugar entre las partículas que están moviéndose a diferentes velocidades, finalmente resultando en la igualación de las distribuciones de velocidad en el flujo común. El chorro con alta velocidad pierde una parte de su energía cinética transmitiéndola al corro de menor velocidad. Consecuentemente, el coeficiente de pérdidas locales, siempre será positivo. La energía acumulada en el chorro de menor velocidad se incrementara como resultado de la mezcla. Las pérdidas de presión total y el coeficiente local de pérdidas podrán, entonces, también tener valores negativos para el chorro de menor velocidad.

3.3.1.4.1 Bancos de datos de accesorios

Debido a que los coeficientes de pérdidas (C) son encontrados de manera experimental, existe más de una organización que provee tablas con una gran variedad de accesorios y sus respectivos coeficientes de pérdidas. Uno de los bancos (o tablas) de datos más usados en el ámbito de la ventilación es el desarrollado por ASHRAE, el cual incluye 228 tipos de accesorios de sección redonda y rectangular. Los datos de entrada para obtener los coeficientes de pérdida están relacionados con la geometría y a la velocidad del aire. Esta base de datos usa una numeración o código para identificar a los accesorios, de acuerdo a la tabla 3.7.

Un ejemplo del uso de la tabla 3.7 es la denominación del siguiente accesorio. ER3-1 es un accesorio de un sistema de extracción (E), de sección rectangular (R), categorizado como un codo (3), que ocupa el número (1) en la secuencia. En la figura 3.9 se observan los resultados que nos aporta la base de datos interactiva del ASHRAE, para el accesorio antes mencionado.

Tabla 3.7 Códigos de accesorios para ducteria

Función del Accesorio	Geometría	Categoría	# de Secuencia
S: Inyección	D: Redondo (diámetro)	1. Entradas	1,2,3....n
E: Extracción / Retorno	R: Rectangular	2. Salidas	
C: Ambos (inyección retorno)	O: Ovalado	3. Codos	
		4. Transiciones	
		5. Juntas	
		6. Obstrucciones	
		7. Interacción Ventilador Sistema	
		8. Equipo Montado en el Ducto	
		9. Dampers	
		10. Campanas	

Fuente: ASHRAE Fundamentals 1997.

(ER3-1) Codo, 90 Grados, Area Entrada / Salida Variable,
Sistemas de Inyección / Retorno (Idelchik 1986, Diagram 6-4)

ENTRADASSALIDAS

Alto (H. in.)	12.0	Velocidad (V_0 , FPM)	1800
Ancho (W_0 . in.)	10.0	Velocidad (V_1 , FPM)	1800
Ancho (W_1 . in.)	10.0	VP en V_0 (P_{v0} , in. H ₂ O)	0.20
Caudal (Q, CFM)	1500	VP en V_1 (P_{v1} , in. H ₂ O)	0.20
		Coefficiente de Perdidas (C_0)	1.07
		Coefficiente de Perdidas (C_1)	1.07
		Perdida de presión (in. H ₂ O)	0.22

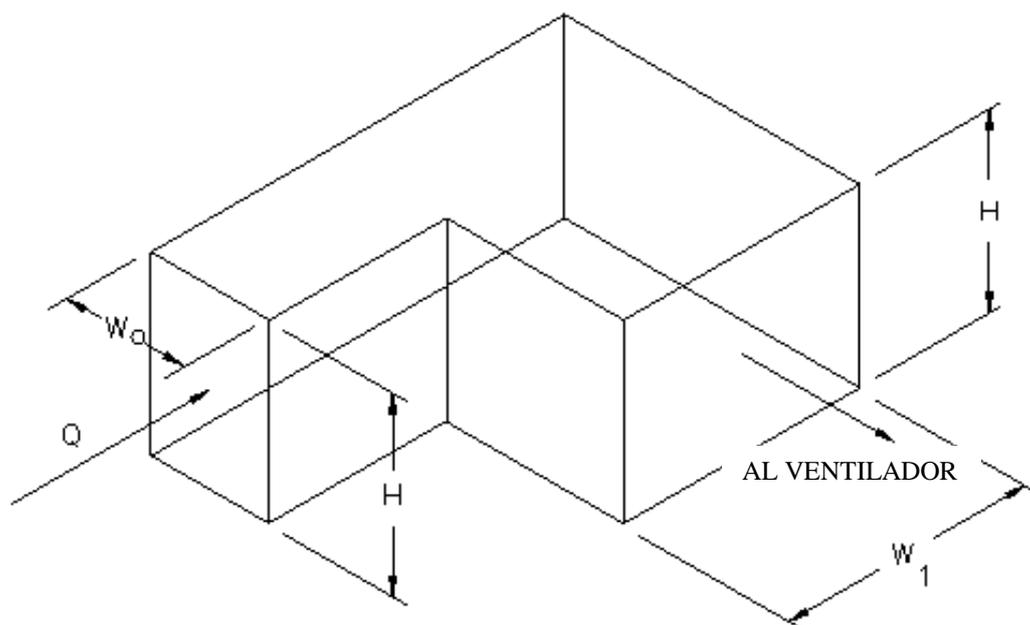


Figura 3.9 Accesorio ER-1 según la base de datos de ASHRAE

3.3.1.5 Pérdidas de presión en secciones uniformes.

Ecuación de Darcy-Weisbach La pérdida de presión total en una sección de ducto es calculada combinando las ecuaciones de Darcy y la ecuación para el cálculo de pérdidas dinámicas en términos de ΔVP , donde ΣCP es la sumatoria local de coeficientes dentro del tramo de ducto de sección constante. Cada coeficiente de pérdida por accesorio debe estar referido a la presión dinámica en el tramo.

$$\Delta p_f = \left(\frac{12fL}{D_h} + \Sigma CP \right) \rho \left(\frac{V}{1097} \right)^2 \quad (3.17)$$

3.3.2 INTERACCIÓN SISTEMA-VENTILADOR

3.3.2.1 Condiciones de entrada y salida del ventilador

Los datos de un ventilador medidos en el campo pueden mostrar una capacidad de desempeño menor a los rangos publicados por su fabricante. Las causas mas comunes de un desempeño deficiente de la combinación ventilador sistema son inapropiadas conexiones de salida, flujo de entrada no uniforme, y remolinos en la entrada del ventilador. Estas condiciones alteran las características aerodinámicas del ventilador, por lo que su potencial máximo de flujo no es alcanzado. Una conexión mala puede reducir el desempeño del ventilador muy por debajo de su rango. Ninguna información que contabilice los efectos de conectores flexibles para vibración ha sido publicada⁹.

Normalmente, un ventilador es probado con entradas abiertas y un tramo de ducto recto conectado a la salida. Esta preparación resulta en flujo uniforme de entrada al ventilador y una eficiente recuperación de presión estática en la salida del ventilador. Si una instalación no esta provista de buenas condiciones de entrada y salida para el ventilador, disminuirá su rendimiento.

Para seleccionar e implementar apropiadamente un ventilador, estos efectos deben ser considerados, y los requerimientos de presión del ventilador, calculados de acuerdo a procedimientos de diseño de ducteria estándar, deberán incrementarse.

La figura 3.10 ilustra un desempeño ventilador/sistema deficiente. Las pérdidas de presión del sistema han sido determinadas con alta precisión (sin holgura alguna), y el ventilador ha sido seleccionado para operar en un punto 1. Sin embargo, no se ha considerado el efecto sobre el desempeño del ventilador de las conexiones del sistema. Para compensar, el efecto del sistema sobre el ventilador debe ser adicionado a las pérdidas de presión calculadas para el

⁹ E.E.U.U., ASHRAE. Fundamentals. 1ra edición, SL. 1997. pp 350-361

sistema, para determinar una curva del sistema actual. El punto de intersección entre la curva de desempeño del ventilador y la curva del sistema actuales el punto 4. Entonces, la es deficiencia de flujo volumétrico actual es la diferencia entre 1 y 4. Para alcanzar el flujo volumétrico de diseño, se debe adicionar una pérdida de presión por efecto del sistema sobre el ventilador igual a la diferencia de presiones entre los puntos 1 y 2, seleccionando así un ventilador que funcione en el punto 2.

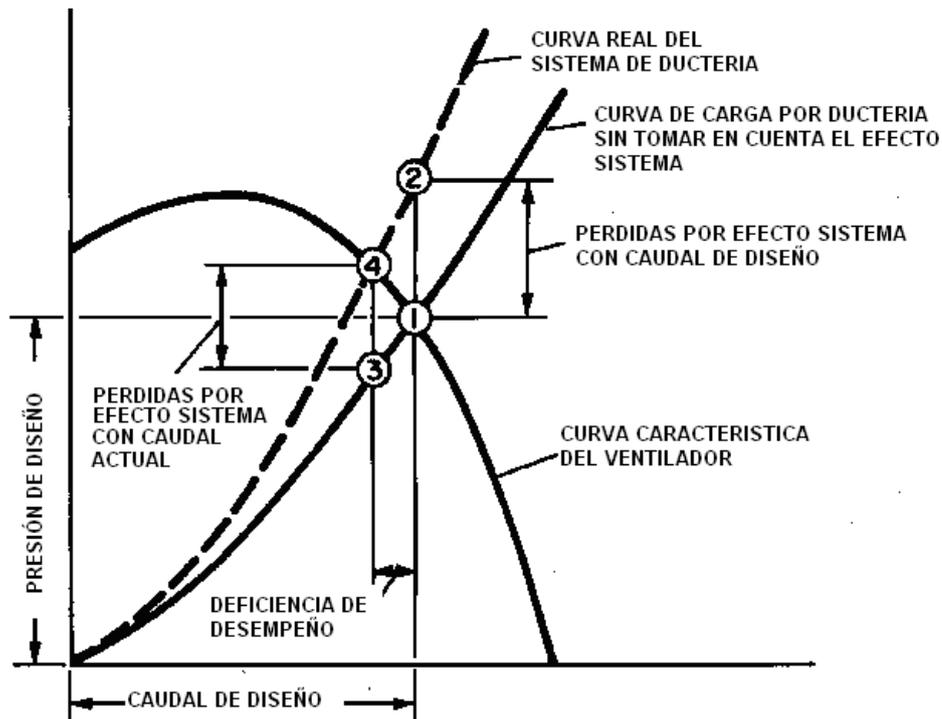


Figura 3.10 Rendimiento deficiente de un ventilador con un efecto sistema ignorado.

3.3.2.2 Coeficientes del efecto sistema sobre el ventilador

El concepto del Efecto Sistema fue formulado por Farquhar (1973) y Meyer (1973); las magnitudes el efecto sistema, llamadas factores de efecto sistema, fueron determinadas experimentalmente en el laboratorio de AMCA (La Asociación de Movimiento y Control del Aire) e impresas en su Publicación 201. Los factores de efecto sistema, convertidos a coeficientes locales de pérdidas, están en las tablas del Banco de Datos de Accesorios de ASHRAE, para ambos ventiladores centrífugos y axiales. Los coeficientes del efecto sistema son solamente una aproximación. Ventiladores de diferentes tipos, e incluso del

mismo tipo, pero distribuidos por fabricantes diferentes, no reaccionan necesariamente igual ante la presencia del mismo sistema. Por lo que, un juicio de acuerdo a la experiencia podrá ser aplicado a cualquier diseño.

3.3.2.2.1 Condiciones de salida del ventilador.

Los ventiladores usados con sistemas de ductos, son usualmente probados con un ducto ubicado en su salida. La figuras 3.11a y b muestran los cambios en perfiles de velocidad a varias distancias desde la salida del ventilador. Para una recuperación o estabilización de las condiciones de flujo, el ducto, incluyendo transiciones, debe alcanzar los requerimientos para una longitud efectiva (L_e) del ducto del 100%, que se calcula como a continuación:

$$\text{Para } V_o > 2500 \text{ (FPM)} \quad L_e = \frac{V_o \sqrt{A_o}}{10,600} \quad (3.18)$$

$$\text{Para } V_o \leq 2500 \text{ (FPM)} \quad L_e = \frac{\sqrt{A_o}}{4.3} \quad (3.19)$$

Donde:

V_o = velocidad en el ducto, (FPM)

L_e = longitud efectiva de ducto, (ft)

A_o = área del ducto, (in^2)

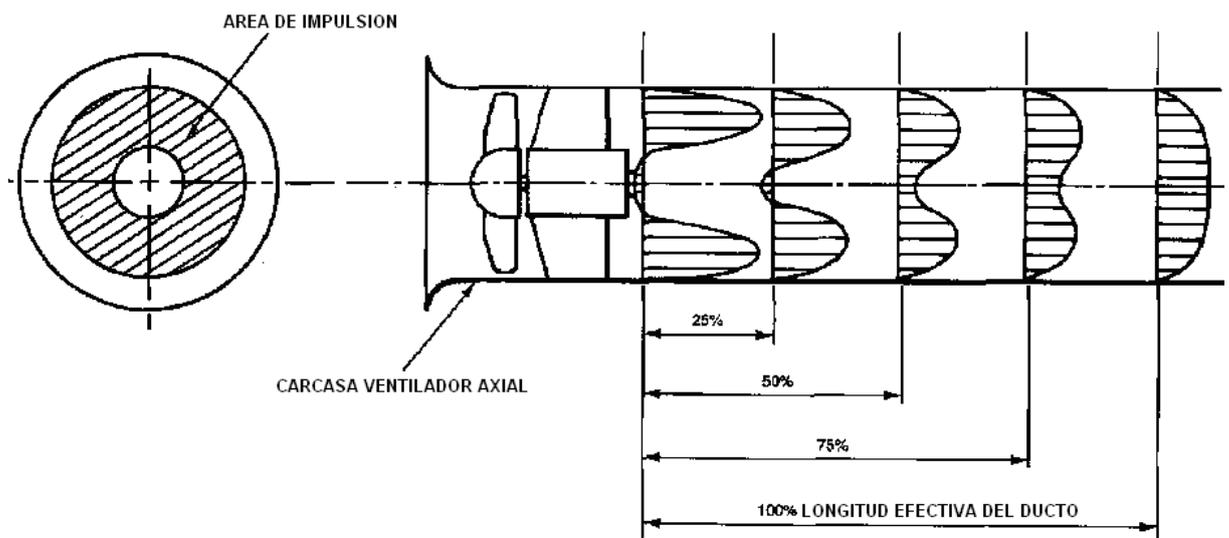


Figura 3.11a Establecimiento de un perfil de velocidades uniforme en un ducto a la salida de un ventilador tubeaxial.

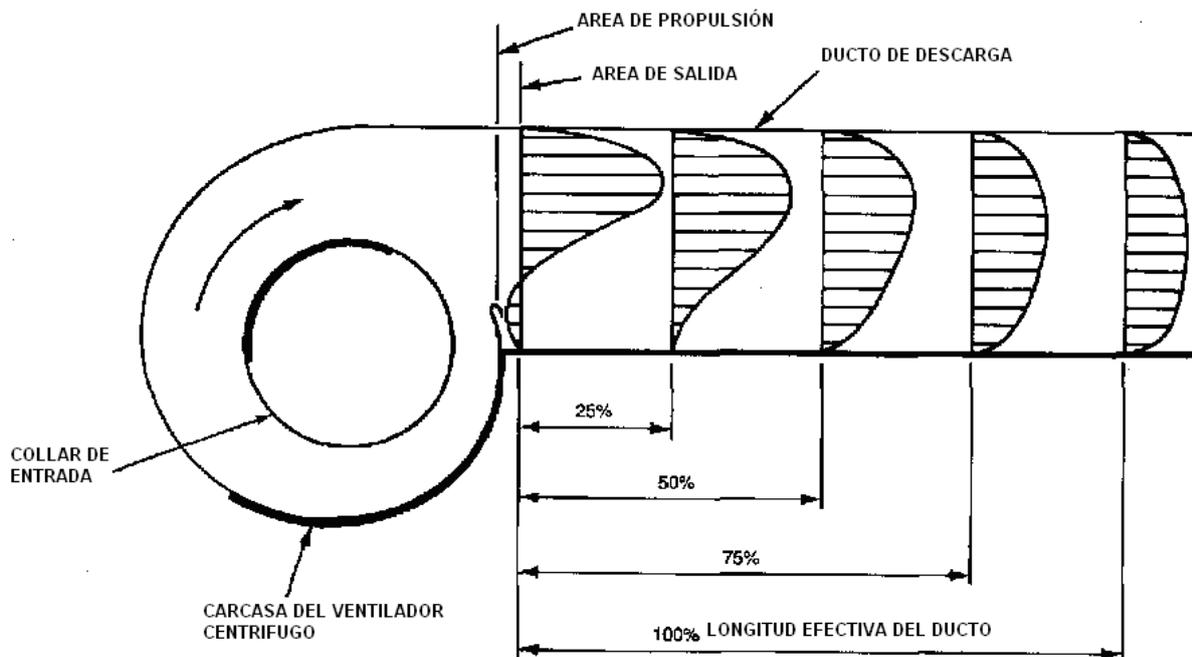


Figura 3.11b Establecimiento de un perfil de velocidades uniforme en un ducto a la salida de un ventilador axial.

3.3.2.2.2 Condiciones de entrada al ventilador.

Para un desempeño dentro del rango, el aire debe entrar al ventilador uniformemente en toda la superficie del área de entrada, con una dirección axial y sin prerotación. Un flujo no uniforme en la entrada del ventilador es la causa más común para un desempeño reducido del ventilador. Dichas condiciones de entrada no son equivalentes a un simple incremento en la resistencia del sistema, es por esto que no pueden ser tratadas como un porcentaje de reducción en el flujo o presión del ventilador. Una pobre condición de entrada resulta en un desempeño del ventilador enteramente nuevo. Un codo en la entrada del ventilador, por ejemplo causa turbulencia y un flujo desigual dentro del impeller del ventilador. Las pérdidas de presión debido al efecto sistema pueden ser eliminadas incluyendo una longitud adecuada de ducto recto entre el codo y la entrada del ventilador.

Las condiciones ideales de entrada permiten al aire entrar axial y uniformemente sin giros. Un giro en el mismo sentido de rotación del impeller reduce la curva presión volumen que depende de la intensidad del remolino. Un

remolino en la misma dirección de giro del impeller en la entrada incrementa ligeramente la curva de presión volumen, pero la potencia es incrementada substancialmente.

El giro a la entrada probablemente surge de una gran variedad de condiciones de aproximación, y algunas veces la causa no es tan obvia. El giro puede ser evitado incluyendo una longitud adecuada de ducto recto entre el codo y la entrada del ventilador. Las figuras 3.12 y 3.13 ilustran algunas condiciones de ducto habituales que causan giro de entrada e incluyen recomendaciones para corregir el giro.

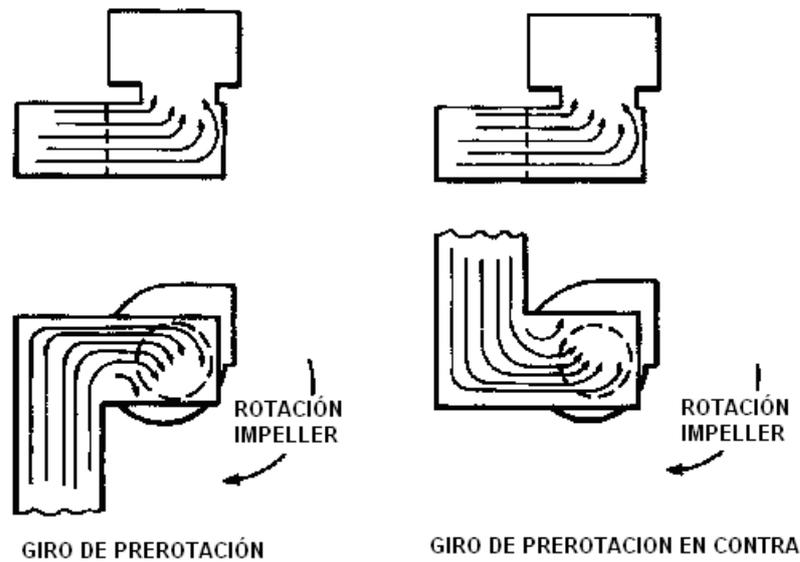


Figura 3.12 Conexiones de entrada que causan giro

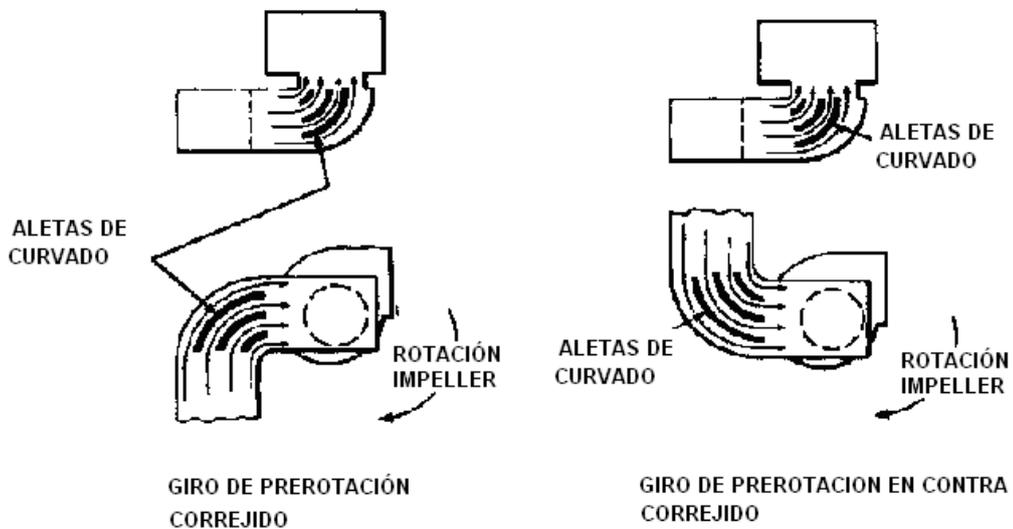


Figura 3.13 Correcciones al giro de entrada

Ventiladores dentro de plenums y cabinas o junto a paredes deben ser ubicados de manera que el aire fluya sin obstrucciones dentro de la entrada del ventilador.

El desempeño del ventilador es reducido si la distancia entre su entrada y su cabina es muy restrictiva. Los coeficientes de efecto sistema para ventiladores en cabinas o con paredes adyacentes están en la base de datos de ASHRAE. La manera en la que la corriente de aire entra en la cabina en relación a las entradas también afecta al desempeño. Plenums y cabinas o paredes que no son simétricas con las entradas al ventilador causa un flujo irregular y/o remolinos a la entrada.

CAPÍTULO 4

DISEÑO DE LAS PARÁCTICAS DE LABORATORIO A REALIZARSE CON EL BANCO

En el presente capítulo se enuncian los distintos tipos de pruebas que pueden ser efectuadas a un ventilador, de manera que se pueda aprovechar al máximo el equipo donado por el Ing. Andrés Proaño.

Además mediante el uso de una matriz de dedición se establece la factibilidad de realización de las pruebas, tomando en cuenta dos parámetros, la dificultad de instalación y el precio.

Finalmente este capítulo establece las practicas que se realizaran en el banco de pruebas motivo de este proyecto de tesis. Incluyendo para cada práctica el sustento teórico, el procedimiento a seguirse y un modelo de evaluación.

4.1 SELECCIÓN DE LAS PRÁCTICAS A REALIZARSE.

Dentro de la teoría y principios básicos de ventilación mecánica estudiados en los capítulos anteriores se recopiló un juego de posibles prácticas, las mismas que fueron agrupadas en dos categorías, la primera enfocada a las curvas características del ventilador y la otra a las características del flujo dentro de un sistema de conductos.

Además cada categoría fue dividida en dos subgrupos, los mismos que dependen de los instrumentos a usarse en las prácticas individuales.

La figura 4.1 muestra el grupo de prácticas a ser evaluadas para su implementación en el banco de pruebas.

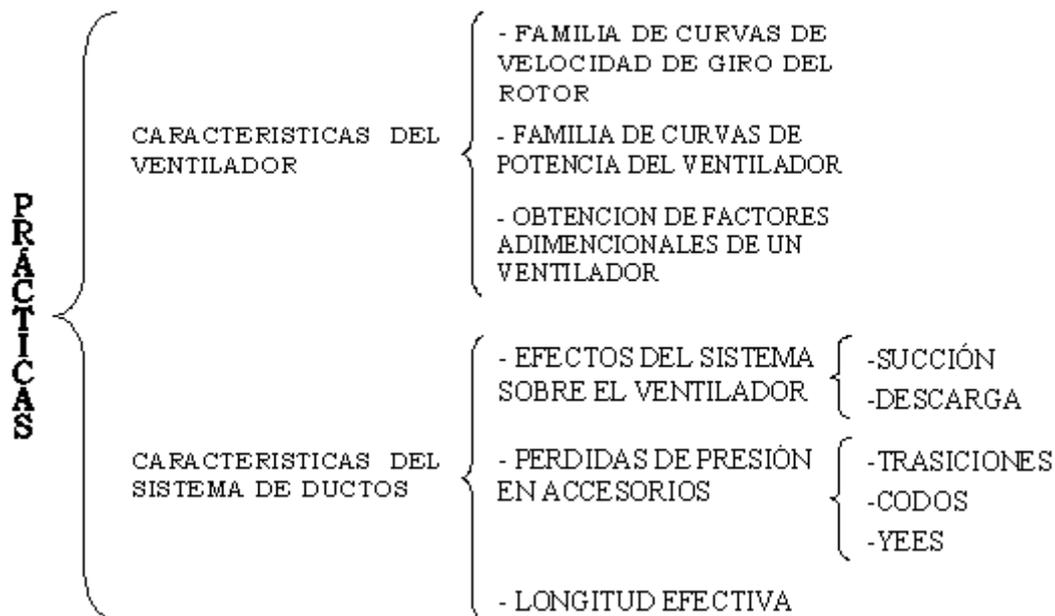


Figura 4.1 Posibles prácticas a realizarse con el banco de pruebas.

4.1.1 METODO DE EVALUACIÓN.

Para poder determinar que prácticas de las antes mencionadas se realizaran en el banco de pruebas motivo de este estudio, se realizó una matriz de decisiones del tipo cualitativa, la misma que evalúa la factibilidad de la practica

basada en el precio, y la dificultad de instalación y adquisición de cada uno de los materiales, instrumentos y equipos necesarios para realizarla.

Esta matriz tendrá como respaldo a la tabla 4.1 que nos ayuda a valorar la factibilidad de cada elemento de la práctica mediante el cruce de los valores individuales de factibilidad del precio y de la dificultad de instalación.

Tabla 4.1 Valoración de la factibilidad de cada elemento

<i>PRECIO</i>	<i>DIFICULTAD</i>			
	<i>MUY ALTA</i>	<i>ALTA</i>	<i>MEDIA</i>	<i>BAJA</i>
<i>MUY ALTO</i>	IRREALIZABLE	BAJAMENTE FACTIBLE	BAJAMENTE FACTIBLE	MEDIANAMENTE FACTIBLE
<i>ALTO</i>	BAJAMENTE FACTIBLE	BAJAMENTE FACTIBLE	MEDIANAMENTE FACTIBLE	FACTIBLE
<i>MEDIO</i>	BAJAMENTE FACTIBLE	MEDIANAMENTE FACTIBLE	MEDIANAMENTE FACTIBLE	FACTIBLE
<i>BAJO</i>	MEDIANAMENTE FACTIBLE	FACTIBLE	FACTIBLE	FÁCILMENTE REALIZABLE

4.1.2 MATRIZ DE FACTIBILIDAD.

En esta matriz se evalúa la factibilidad de adquisición e instalación o fabricación de cada uno de los materiales, instrumentos y equipos necesarios para realizar cada tipo de práctica. De manera que al evaluar el conjunto podamos establecer que prácticas van a realizarse el banco para estudio de principios de ventilación mecánica.

La matriz que se muestra adelante utiliza la siguiente nomenclatura para realizar la evaluación de la factibilidad de las prácticas.

COSTO/PRECIO

Bajo (B): El costo es bajo.

Medio (M): El costo es medio.

Alto (A): El costo es alto.

Muy alto (MA): El costo es muy alto.

DIFICULTAD de fabricación.

Baja (B): Es fácil de realizar.

Media (M): Es relativamente fácil de realizar.

Alta (A): Es relativamente difícil de realizar.

Muy alta (MA): Es realmente difícil de realizar.

VALOR DE FACTIBILIDAD

(FR): Fácilmente realizable.

(FA): Factible.

(MF): Medianamente factible.

(BF): Bajamente factible.

(IR): Irrealizable.

Tabla 4.2 Matriz de factibilidad de pruebas a realizarse en el banco

IDENTIFICACIÓN						EVALUACIÓN			
TIPO DE PRACTICA	PRACTICA A REALIZARCE	Descripción Prácticas	Materiales o Equipos	Descripción Materiales o Equipos	Observaciones	Existencia en Laboratorio	Precio	Dificultad	Factibilidad
CURVAS VENTILADOR	FAMILIAS DE VELOCIDAD	Se realizará mediciones de presiones estática y dinámica, caudal, velocidad del aire para observar el desempeño del ventilador con respecto a la velocidad de giro del impeler .	ventilador	Ventilador Axial de 800 CFM		no	A	M	MF
			tacómetro	Mide las revoluciones del ventilador		no	M	B	FA
			extrangulador de flujo	Regula el flujo de aire		no	M	M	MF
			tubo pitot	Uso conjunto con manómetros		no	A	B	FA
			conductos	Ductos por donde pasa el aire		no	M	M	MF
			reducción	Disminuye el radio de acción		no	B	B	FR
			manómetros	Sirven para medir la presión total , estática y dinámicas		no	M	M	MF
			convertidor de frecuencia	Sirve para regular las revoluciones del ventilador		no	M	M	MF
			termómetros	Miden la temperatura		no	A	M	MF
			otros	Accesorios adicionales		no	M	M	MF
	FAMILIAS DE POTENCIA	Se realizara mediciones de presiones estática y dinámica, caudal, velocidad del aire, voltaje y amperaje, para observar el desempeño del ventilador con respecto a la potencia entregada por el motor	ventilador	Ventilador Axial de 800 CFM		no	A	B	FA
			tacómetro	Mide las revoluciones del ventilador		no	MA	M	BF
			extrangulador de flujo	Regula el flujo de aire		no	M	M	MF
			tubo pitot	Uso conjunto con manómetros		no	A	B	FA
			conductos	Ductos por donde pasa el aire		no	M	M	MF
			reducción	Disminuye el radio de acción		no	B	B	FR
			manómetros	Sirven para medir la presión total , estática y dinámicas		no	M	M	MF
			variador de velocidad	Sirve para regular las revoluciones del ventilador		no	MA	A	BF
			termómetros	Miden la temperatura		no	A	B	FA
			amperímetro	Mide la intensidad de corriente		no	A	B	FA
voltímetro	fuerza electromotriz en voltios		no	M	B	FA			
otros	Accesorios adicionales		no	M	M	MF			

**Tabla 4.2 Matriz de factibilidad de pruebas a realizarse en el banco
(Continuación)**

IDENTIFICACIÓN							EVALUACIÓN		
TIPO DE PRACTICA	PRACTICA A REALIZARSE	Descripción Prácticas	Materiales o Equipos	Descripción Materiales o Equipos	Observaciones	Existencia en Laboratorio	Precio	Dificultad	Factibilidad
SISTEMAS DE CONDUCTOS	EFECTO SISTEMA-VENTILADOR	Se realizara mediciones de presiones estatica y dinamica, caudal, velocidad del aire, con los conductos y accesorios en la posición recomendada por los manuales, para luego colocarlos en posiciones anormales, y se analizara los cambios en las mediciones tomadas.	ventilador	Ventilador Axial de 800 CFM		no	A	B	FA
			tacometro	Mide las revoluciones del ventilador		no	M	B	FA
			tubo pitot	Uso conjunto con manómetros		no	A	B	FA
			manometros	Sirven para medir la presión total , estática y dinámicas		no	M	M	MF
			conductos	Tubos por donde pasa el aire		no	A	A	BF
			tees	Accesorio para dividir el flujo		no	A	A	BF
			codos	Accesorio para dar un viraje		no	A	A	BF
			reducciones	Disminuye el radio de acción		no	B	B	FR
			medidores laser	Permite sacar perfiles de velocidad de fluidos en conductos		no	MA	MA	IR
			transductor de presión	Sirven para medir la presión total , estática y dinámicas		no	MA	M	BF
	PERDIDAS EN ACCESORIOS	Se realizara mediciones de presiones estatica y dinamica, velocidad del aire, en los conductos a la entrada y la salida de los accesorios en , para determinar la caída de presión y turbulencia que estos producen.	ventilador	Ventilador Axial de 800 CFM		no	A	B	FA
			tacometro	Mide las revoluciones del ventilador		no	M	B	FA
			tubo pitot	Uso conjunto con manómetros		no	A	B	FA
			manometros	Sirven para medir la presión total , estática y dinámicas		no	M	M	MF
			conductos	Tubos por donde pasa el aire		no	M	M	MF
			tees	Accesorio para dividir el flujo		no	M	M	MF
			codos	Accesorio para dar un viraje		no	M	M	MF
			reducciones	Disminuye el radio de acción		no	B	B	FR
			anemómetros de sonda caliente	Mide velocidad del aire con una alta precisión		no	MA	MA	IR
			transductor de presión	Sirven para medir la presión total , estática y dinámicas		no	MA	M	BF

4.1.3 RESULTADOS DE LA MATRIZ DE FACTIBILIDAD

Como podemos observar en la matriz cada elemento constitutivo del banco, necesario para la realización de las prácticas, tiene su propio valor de factibilidad, que va desde fácilmente realizable (FR) hasta irrealizable (IR).

Para establecer la factibilidad total de la práctica evaluaremos que ninguno de los elementos alcance valores de factibilidad menores a mediana factibilidad (MF). Es decir que si cualquiera de los valores individuales de los elementos tiene una factibilidad baja (BF) o es irrealizable (IR) la práctica entera no podrá realizarse, ya que los elementos de la práctica evaluados son los mínimos posibles para su realización.

Bajo estas consideraciones las prácticas a realizarse serán:

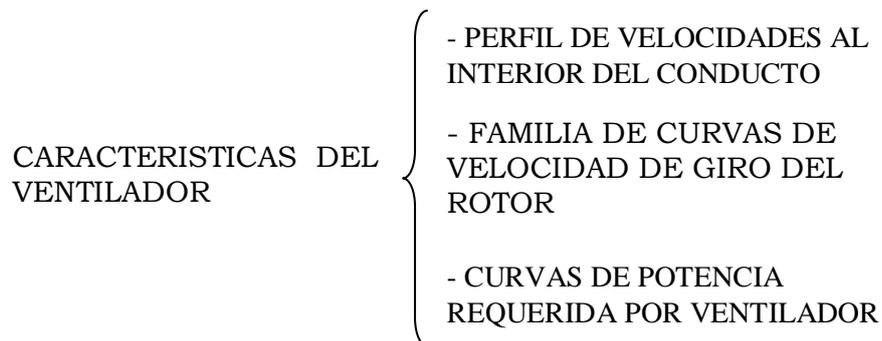


Figura 4.2 Prácticas a realizarse

Las prácticas correspondientes a las características del flujo de aire en el sistema de conductos no se realizaron por la necesidad de instrumentos y materiales sumamente costosos que no pueden ser cubiertos con el presupuesto asignado a este proyecto.

4.2 ESPECIFICACIÓN DE LOS OBJETIVOS DE CADA PRÁCTICA.

Una vez definidos los temas de las prácticas a realizarse, se plantean los siguientes objetivos para el uso general del banco y los objetivos específicos de cada práctica. Los mismos que nos servirán para elaborar en el siguiente subcapítulo el sustento teórico de cada práctica.

4.2.1 OBJETIVOS GENERALES DE LAS PRÁCTICAS.

Muchos de los objetivos de las prácticas a realizarse son comunes, ya que estas permiten al alumno relacionarse parámetros operativos del ventilador.

A continuación listamos los objetivos comunes o generales de las prácticas.

- Conocer el funcionamiento, partes y características de un ventilador centrífugo.

- Familiarizarse con la instalación y el funcionamiento de los diferentes instrumentos de medida que se van a usar en las prácticas.

- Determinar los parámetros que caracterizan el funcionamiento de un ventilador (presión total (TP), presión dinámica (VP), presión estática (SP), caudal (Q), y potencia requerida (BHP).

- Mostrar al alumno la importancia de los parámetros característicos al momento de seleccionar un ventilador para cualquier aplicación.

4.2.2 OBJETIVOS ESPECÍFICOS DE CADA PRÁCTICA.

4.2.2.1 Objetivos de la práctica perfilde velocidades al interior del conducto.

- Obtener una correlación entre caudal y velocidad máxima del aire en el conducto, para simplificar la toma de datos de presión al interior del mismo.

4.2.2.2 Objetivos de la práctica familia de curvas de velocidad (RPM)

- Obtener la familia de curvas características del ventilador y comprobar los efectos de escala mediante el ensayo con dos velocidades de trabajo diferentes.
- Familiarizarse con las curvas de carga de un sistema de ventilación.

4.2.2.3 Objetivos de la práctica de curvas de potencia requerida (BHP).

- Obtener las curvas de potencia requerida por el ventilador y comprobar los efectos de escala mediante el ensayo con dos velocidades de trabajo diferentes.
- Obtener los factores adimensionales de intercambio energético en el ventilador para compararlos entre sí.

4.3 PREPARACIÓN DEL SUSTENTO TEÓRICO DE CADA PRÁCTICA.

Tomando en cuenta la teoría de ventilación mecánica y el estudio del ventilador como turbomáquina, mismos que fueron el objetivo de los dos capítulos anteriores de este documento, y los objetivos generales y específicos de cada

práctica se procede a definir la teoría básica necesaria para realizar las practicas de laboratorio en el banco.

4.3.1 TEORIA GENERAL DE VENTILADORES

Un ventilador puede definirse como una turbomáquina hidráulica impulsora para gases. Si el cambio en la densidad del gas al atravesar la máquina es pequeño (lo que ocurre cuando la variación de presión, (ΔP) es también pequeña), la teoría desarrollada para turbomáquinas hidráulicas será perfectamente válida para el estudio de los ventiladores. En general para variaciones de presión inferiores a 12 (in. H₂O) es decir unos 3000 (Pa), se habla de ventiladores, para variaciones de presión superiores a 40 (in. H₂O) (104 Pa) se habla de turbocompresores.

Los ventiladores de acuerdo a la elevación de presión que producen en el gas se pueden clasificar en:

- Baja presión: $\Delta P \leq 4$ (in. H₂O)
- Media presión: ΔP entre 4 (in. H₂O) y 12 (in. H₂O)
- Alta presión: ΔP entre 12 (in. H₂O) y 40 (in. H₂O)

Atendiendo a la geometría y manejo del flujo dentro del ventilador este se puede clasificar en:

- Ventiladores centrífugos: De flujo radial, suelen proporcionar variaciones de presión medias o altas y caudales bajos.
- Ventiladores axiales: Para caudales más elevados, pero variaciones de presión bajas.
- Ventiladores tubeaxiales: Comparten características de las máquinas de desplazamiento positivo y de los ventiladores centrífugos.

Los ventiladores centrífugos a su vez, y dependiendo del ángulo de inclinación de sus alabes (β) se clasifican en:

- $\beta > 90^\circ$ Alabes curvados hacia adelante.
- $\beta = 90^\circ$ Alabes radiales.
- $\beta < 90^\circ$ Alabes curvados hacia atrás.

El comportamiento teórico de un ventilador esta definido por la ecuación general de Euler para las turbomáquinas:

$$Hi = \frac{1}{g}(U_2Cu_2 - U_1Cu_1) \quad (4.1)$$

Donde:

Hi = Energía por unidad de masa transferida por el impulsor al fluido.

$u_1 = A$ la entrada y $u_2 = A$ la salida.

C_u = Componente tangencial de la velocidad absoluta del fluido.

U = Velocidad tangencial del impulsor.

g = Constante de aceleración gravitacional.

De esta ecuación podemos obtener una particularización que nos permite establecer la función que define a la curva teórica característica de un ventilador, en la que se expresa variación de presión (ΔP) en función del caudal movido (Q).

$$\Delta TP_i = \frac{\gamma \cdot U_2^2}{g} \cdot \left(1 - \frac{Q}{U_2 \cdot A_2} \text{ctg} \beta_2\right) \quad (4.2)$$

Donde:

ΔTP_i = Variación de la presión total.

Q = Flujo volumétrico (caudal).

β_2 = Ángulo de inclinación de sus alabes a la salida.

U_2 = Velocidad tangencial del impulsor a la salida.

A_2 = Área a la salida.

γ = Peso específico del fluido.

4.3.2 TEORIA GENERAL PARA EL USO DEL INSTRUMENTO DE MEDICIÓN

4.3.2.1 Tubo Pitot

Los tubos de Pitot se utilizan para medir localmente la velocidad del flujo. En realidad se mide la presión dinámica local en el extremo del tubo como la diferencia de presión total en la boca y la presión estática en la pared.

$$VP = TP - SP \quad (4.3)$$

$$V = 4005 \sqrt{\frac{VP}{df}} \quad (4.4)$$

Donde: V = velocidad lineal del flujo, (fpm)
 VP = Presión dinámica, ("wg)
 df = factor de densidad

Tomando en cuenta que:

$$df = (df_e)(df_p)(df_T)(df_m) \quad (4.5)$$

Donde: df_e = factor de elevación de densidad = $\left[1 - (6.73 * 10^{-6})(z)\right]^{5.258}$
donde z = elevación en (ft)
 df_p = factor de presión de densidad por conducto = $(407 + SP)/(407)$
donde SP esta en ("wg)
 df_T = factor de densidad por temperatura = $(530)/(T + 460)$
donde T = temperatura en (°F)
 df_m = factor de densidad por humedad = $(1 + w)/(1 + 1.607w)$
donde w = humedad en (lbs H₂O/ lbs. aire seco)

Si el aire esta a condiciones estándar dentro del conducto con una densidad de 0.075 lbm/ ft³, esta ecuación se reduce a:

$$V = 4005\sqrt{VP} \quad \text{O} \quad VP = \left(\frac{V}{4005}\right)^2 \quad (4.5)$$

Para medir la presión total y estática las dos salidas correspondientes del tubo de Pitot están conectadas a dos micromanómetros de tubo inclinado. Las presiones total y estática pueden medirse independientemente si las salidas correspondientes se conectan a tubos inclinados diferentes con un brazo abierto a la presión atmosférica que sirve de referencia. Este modo de proceder es bastante útil ya que nos proporciona una medida de la presión estática que es un dato necesario y nos evita tener que utilizar tomas de presión independientes para obtenerla.

Si no es necesario conocer la presión estática, y sólo se busca la presión dinámica (VP), entonces basta con conectar las dos salidas del tubo de Pitot al mismo manómetro de tubo inclinado y su lectura nos dará directamente la Presión dinámica normalmente en pulgadas de columna de agua.

Generalmente basta con esperar entre 10 y 20 segundos para obtener una medida estable de la presión dinámica y por tanto de la velocidad. Es muy importante al realizar medidas con tubo de Pitot asegurarse de que el tubo está perfectamente alineado con la dirección de la corriente.

4.3.2.2 Medición del caudal mediante tubo Pitot.

Para obtener una medida del caudal por medio de tubos de Pitot es necesario realizar un sondeo normalizado en toda la sección o área del conducto (A). Con ello se puede obtener un valor de la velocidad media, (V_{media}), y de ahí el caudal, Q , como producto de A por V_{media} .

Para obtener de manera fiable la velocidad media es necesario realizar un promedio de medidas de la velocidad local en 6 puntos determinados a lo largo de tres diámetros del conducto. Si por dificultades de acceso sólo se puede medir en dos diámetros, éstos deben formar ángulo recto y tomarse datos de la velocidad en las siguientes 10 posiciones X/D a lo largo del diámetro:

X/D = 0,019 0,077 0,153 0,217 0,361 0,639 0,783 0,847 0,923 0,981

Si los valores obtenidos de la velocidad en cada una de las posiciones x, es v, la velocidad promedio en el conducto, v , se calcula como la media aritmética:

$$V_{media} = \frac{1}{10} \sum_{i=1}^{10} V_i \quad (4.6)$$

Y el caudal, Q, que circula por el conducto:

$$Q = V_{media} * A \quad (4.7)$$

Siendo V_{media} , la velocidad media calculada anteriormente y A la sección del conducto.

Si por alguna razón no es posible obtener medidas de la velocidad más que a lo largo de un solo diámetro se tomarán en los diez puntos especificados arriba.

4.3.3 TEORIA DE LA PRÁCTICA FAMILIA DE CURVAS DE VELOCIDAD

Las curvas características reales de un ventilador son similares a las de una bomba pero se suelen expresar como ΔTP en función de Q. Su forma depende, al igual que en las bombas, fundamentalmente del tipo de máquina y del diseño del impeller o rodete. Es bastante frecuente que los ventiladores centrífugos de alta presión presenten una curva característica con forma de silla (un mínimo relativo), debido al empleo de alabes curvados hacia adelante. Una curva característica de este tipo se muestra en la figura 4.3.

Una parte considerable de la presión suministrada por el ventilador lo es en forma de presión dinámica, VP, ya que la velocidad de salida del fluido suele ser más alta que en el caso de bombas.

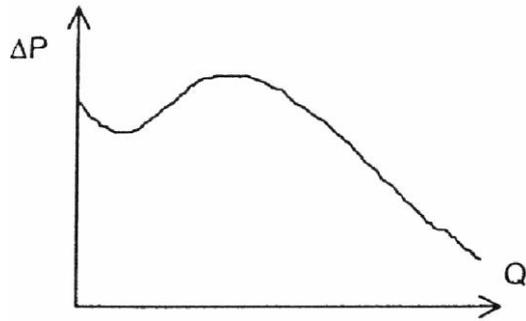


Figura 4.3 Curva característica de un ventilador

En el caso de una instalación en la que el ventilador aspira de la atmósfera e impulsa aire a través de un conducto como indica la figura 4.4 se pueden evaluar fácilmente las variaciones de presión estática y dinámica, midiéndolas directamente en el ducto de descarga.

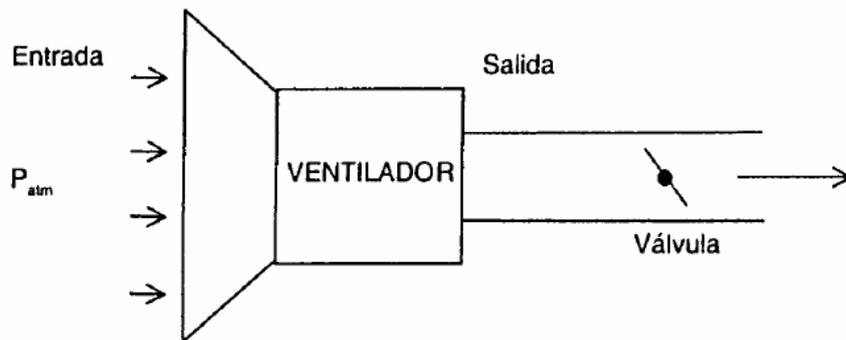


Figura 4.4 Esquema de instalación para pruebas con ventiladores

La dependencia de las presiones dinámica y estática en función del caudal tiene una forma como la indicada en la figura 4.5.

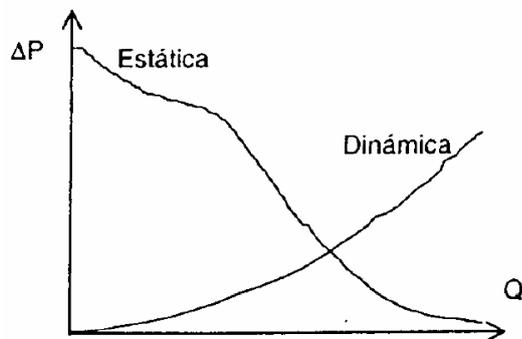


Figura 4.5 Curvas de presión dinámica y estática

4.3.4 TEORIA DE LA PRÁCTICA DE CURVAS DE POTENCIA

En la práctica anterior se establecieron como parámetros más representativos del desempeño de un ventilador al caudal y la variación de presión, formando de esta manera una familia de curvas que tenía como constante a la velocidad de giro de las aspas del ventilador. Para la siguiente práctica tomaremos como base la teoría de la práctica anterior, por lo que se sugiere tener en mente los conceptos ya aprendidos.

4.3.4.1 Curvas de potencia al freno (BHP)

Una característica de funcionamiento adicional a las estudiadas en la práctica anterior es la potencia requerida por el ventilador (BHP) para alcanzar los distintos puntos de operación (ΔP) vs. (Q), a menudo esta suele ser incluida en la gráfica de la curva de operación a una velocidad determinada. A pesar de que cada motor de ventilador tiene su propio valor de potencia nominal (hp) este puede entregar distintos puntos de potencia al eje (BHP) dentro de su rango, dependiendo de la carga que le sea aplicada. En la figura 4.6 podemos observar un par de curvas de potencia requerida junto con sus respectivas curvas de presión vs. caudal.

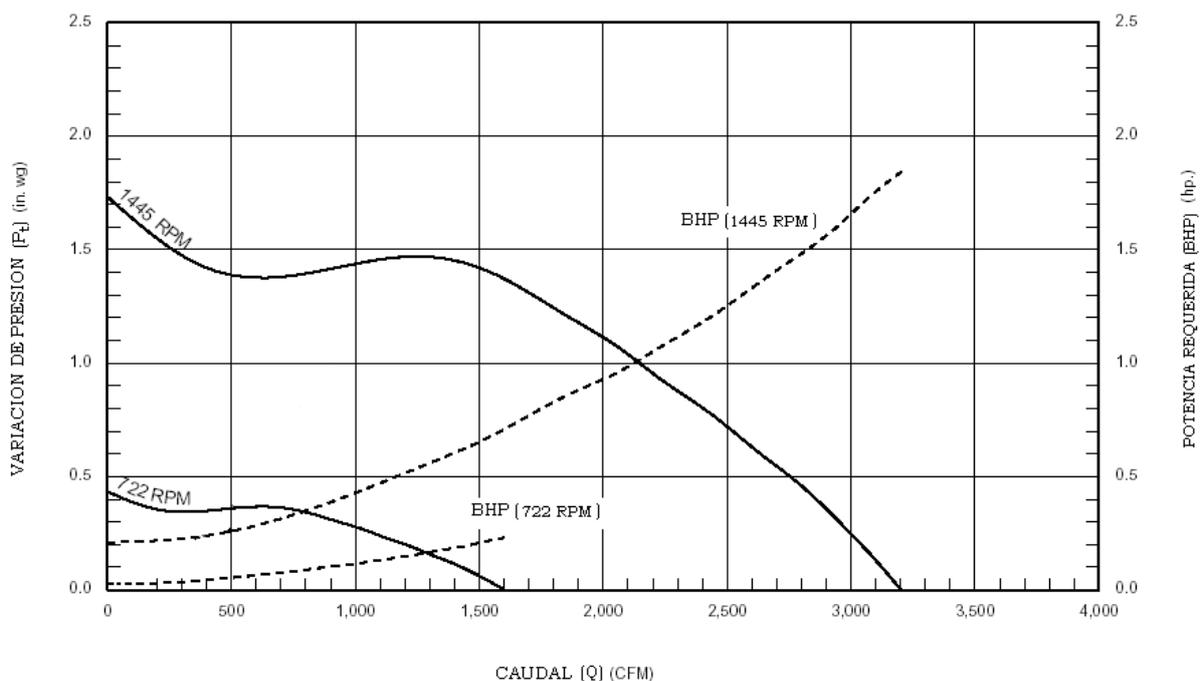


Figura 4.6 Curvas de potencia requerida (BHP)

La potencia al freno (BHP) esta definida por la siguiente ecuación.

$$BHP = \frac{\text{Torque} \times RPM}{63.025} \quad \text{Torque en (lb-in)} \quad (4.8)$$

Por otro lado se tiene que el motor requiere de de una entrada de energía eléctrica que se define de la siguiente manera:

$$HP = V_{(in)} \cdot A_{(in)} \quad (4.9)$$

Téngase en cuenta que la eficiencia del motor es un valor dependiente a su vez del amperaje de entrada, y no se ajusta a una ecuación específica, ya que es una característica particular de cada motor, por esta razón a continuación se muestra una gráfica de amperaje vs. torque para el motor eléctrico del ventilador que será probado.

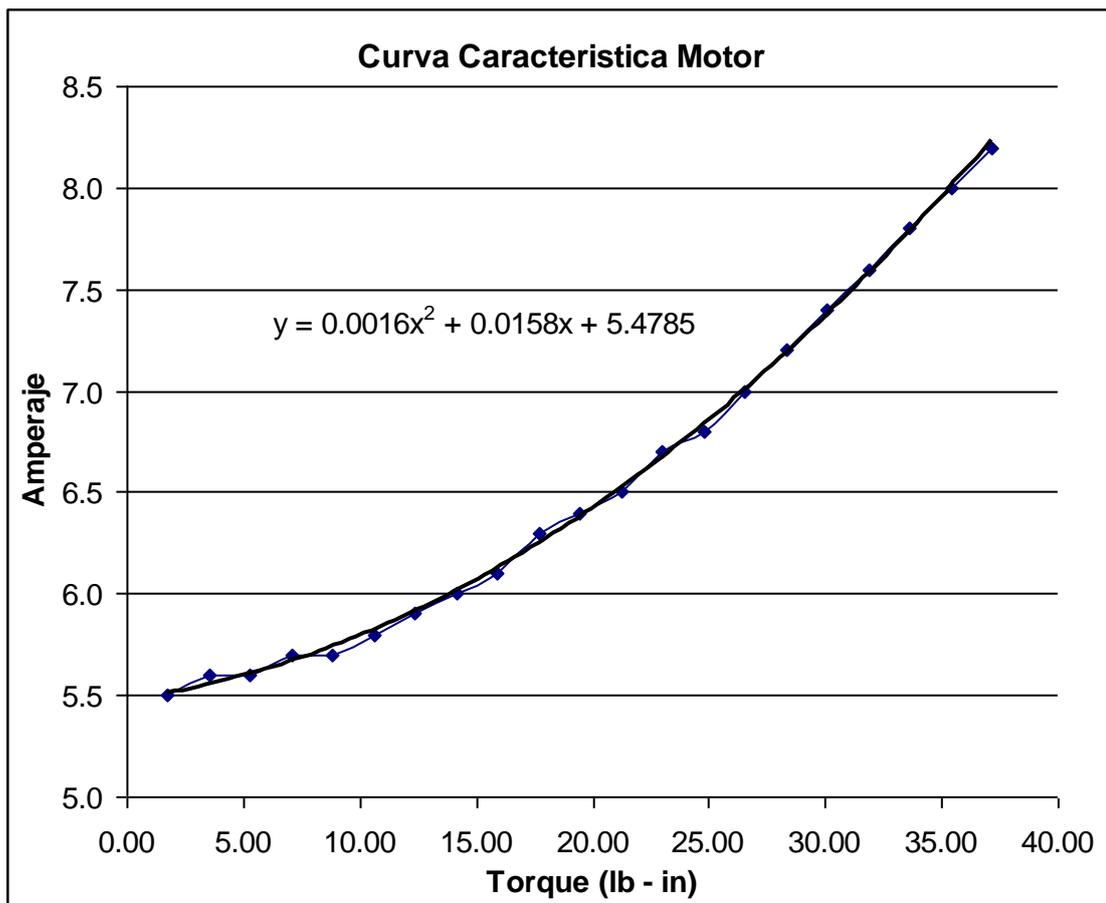


Figura 4.7 Curva de torque vs. amperaje de entrada del motor de pruebas

4.3.4.2 Leyes de los ventiladores

El rendimiento de un ventilador a velocidades variables, puede ser pronosticado por una serie de ecuaciones que forman parte de las Leyes de los Ventiladores. Cada punto de operación, incluyendo una presión, CFM y BHP, pueden ser calculados a diferentes velocidades por las tres siguientes ecuaciones (asumiendo que el diámetro del ventilador y la densidad del aire son constantes).

El caudal de aire (Q) varía directamente con la relación de las velocidades angulares del rodete (ω)

$$Q_2 = Q_1 \left(\frac{\omega_2}{\omega_1} \right) \quad (4.10)$$

La Presión (P) varía de acuerdo al cuadrado de la relación de las velocidades angulares del rodete (ω)

$$P_2 = P_1 \left(\frac{\omega_2}{\omega_1} \right)^2 \quad (4.11)$$

El Punto de la Potencia del Motor (BHP) varía de acuerdo a la relación de las velocidades angulares del rodete (ω) elevadas al cubo

$$BHP_2 = BHP_1 \left(\frac{\omega_2}{\omega_1} \right)^3 \quad (4.12)$$

4.3.4.3 Eficiencia del ventilador

Es la relación de la potencia de entrada y la potencia de salida de un ventilador. Es a menudo utilizada como la comparación de ventiladores.

La eficiencia estática es calculada

$$ES = \frac{CFM \times P_E}{6356 \times BHP} \quad (4.13)$$

La eficiencia total es calculada

$$ES = \frac{CFM \times P_T}{6356 \times BHP} \quad (4.14)$$

4.3.4.4 Familia de curvas de potencia de un ventilador

La familia de curvas de potencia de un ventilador muestra para que valores de presión y caudal un ventilador mantiene su régimen de potencia constante.

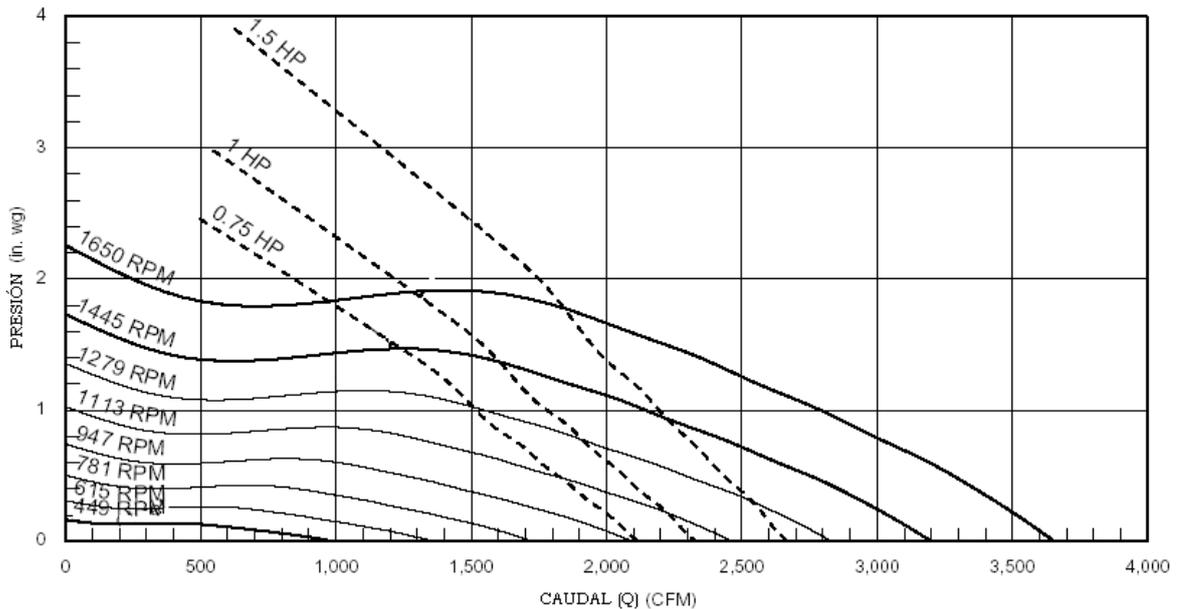


Figura 4.8 Familia de curvas de potencia

4.3.4.5 Relaciones adimensionales

El análisis dimensional proporciona los siguientes parámetros adimensionales correspondientes al intercambio energético en un ventilador:

$$\text{Parámetro adimensional de presión} \quad \Pi_P = \frac{P}{\rho N^2 D^2} \quad (4.15)$$

$$\text{Parámetro adimensional de caudal} \quad \Pi_Q = \frac{Q}{ND^3} \quad (4.16)$$

$$\text{Parámetro adimensional de potencia} \quad \Pi_{Pot} = \frac{Pot}{\rho N^3 D^5} \quad (4.17)$$

Donde Q es el caudal, N es el número de vueltas por segundo a las que gira el rodete y D es el diámetro del rodete. La fórmula expresada vale tanto para la presión estática, la dinámica y la total proporcionada por el ventilador.

4.4 ESPECIFICACIÓN DEL PROCEDIMIENTO Y MODELO DE ANÁLISIS DE RESULTADOS PARA LAS PRÁCTICAS.

4.4.1 PROCEDIMIENTO PARA LAS PRÁCTICAS.

4.4.1.1 Familiarización con la instalación

El alumno debe familiarizarse con todos los elementos de la instalación. En especial con los instrumentos de medida, el accionamiento eléctrico del ventilador y la válvula de regulación o damper.

- Primero realice una inspección visual identificando cada elemento y posteriormente ponga en marcha el ventilador y obtenga lecturas de cada instrumento, asegurándose de que son reales.
- Posteriormente accione el damper y vuelva a obtener lecturas comprobando que son fiables.
- Antes de comenzar a tomar medidas asegúrese de que entiende el funcionamiento de todos los elementos.

4.4.1.2 Procedimiento para la obtención de una correlación entre el caudal y la velocidad máxima

Como se ha explicado en la introducción teórica, la obtención del caudal circulante utilizando el tubo de Pitot requiere la realización de un sondeo en el conducto, es decir tomar medidas de la velocidad local en al menos 10 puntos a lo largo de un diámetro del conducto. Como se precisa medir el caudal para varios puntos de funcionamiento este procedimiento alargaría innecesariamente la práctica.

Para evitar realizar un sondeo con el tubo de Pitot para cada valor del caudal se realizará primero una correlación del caudal circulante con el valor de la velocidad local en el centro del conducto. Para ello se procederá como sigue:

1. Arranque el ventilador. Cuando haya alcanzado la velocidad de régimen nominal $N=992$ RPM disponga el damper completamente abierto. El funcionamiento del ventilador con el damper completamente abierto se conoce como funcionamiento a “Escape Libre”.
2. Realice un sondeo de la velocidad en el interior del tubo de acuerdo con lo explicado en la teoría general de las prácticas, en la parte de tubo pitot, y vaya rellenando la tabla de la tabla 4.3.
3. Mida también la presión dinámica en el centro del tubo $X/D=0,5$ y anote su valor en la tabla. El tubo pitot deberá tener conectada la salida de presión estática (lateral) a la toma de baja presión del manómetro y la salida de presión total a la toma de alta presión.
4. Calcule las velocidades correspondientes y rellene la columna de la tabla. Calcule también la velocidad ($V_{0,5D}$), en el centro del conducto (en $X/D=0,5$) y anótela en el lugar correspondiente de la tabla.
5. Calcule la velocidad media (V_{media}). A continuación calcule la relación entre la velocidad media y la velocidad en el centro del conducto, ($V_{media}/V_{0,5D}$). A partir de ahora supondremos que esa relación se mantiene constante para cualquier caudal, de forma que mediremos la velocidad en el centro del tubo y multiplicándola por a obtendremos la velocidad media, y con ella el caudal.

4.4.1.3 Procedimiento para la práctica familia de curvas de velocidad

El ensayo consistirá en conseguir un conjunto de puntos Presión-Caudal que posteriormente dibujaremos en una gráfica.

1. Arranque el ventilador a la velocidad de régimen nominal $N=992$ RPM.
2. Cierre completamente el damper a la salida, y establezca el incremento total de presión estática, para dividirlo en 10 intervalos de medición. Empezar las mediciones con el damper totalmente abierto.

3. Mida la presión estática a la salida del ventilador y anótela en la tabla 4.4. La lectura de la presión estática la tomará de la salida lateral del tubo de Pitot, conectada a la toma de alta presión del micro manómetro de columna, mismo que tendrá su otro extremo desconectado.
4. Mida la presión total a la salida del ventilador con el tubo de Pitot colocado en el centro del ducto, $X/D=0,5$ y anótela. La lectura de la presión total se la tomará de la salida superior del tubo de Pitot, conectada a la toma de alta presión del micro manómetro de columna, mismo que tendrá su otro extremo desconectado.
5. Calcule el valor de la presión dinámica ($VP=TP-SP$). Calcule con ella la velocidad en el centro del tubo $V_{0,5D}$ y anótela en la tabla.
6. Rellene el resto de las casillas de esa línea de la tabla.
7. Lleve la válvula de mariposa a una posición de menor apertura, hasta que la presión estática se aproxime al siguiente intervalo de medición.
8. Vaya al punto número 3, es decir mida la nueva presión estática, dinámica, calcule la velocidad, el caudal, etc.
9. Repita el proceso al menos 8 veces mas para obtener al menos 10 puntos de la curva de funcionamiento del ventilador.
10. Dibuje la gráfica de la curva característica.

Ensayo del ventilador a velocidad reducida.

Se repetirá el ensayo efectuado tras haber ajustado la velocidad de accionamiento a $N=863$ RPM. Y se rellenará la tabla correspondiente y se trazará la gráfica de la curva característica en la misma escala que la gráfica que a velocidad nominal. Para esto se desmontara el cubre banda y se abrirá dos vueltas la polea regulable del motor del ventilador.

4.4.1.4 Procedimiento para las prácticas de curvas de potencia requerida

4.4.1.4.1 Procedimiento para práctica curva de potencia requerida (BHP) vs Caudal (Q).-

El ensayo consistirá en conseguir un conjunto de puntos Presión-Caudal y un conjunto de puntos Potencia-Caudal que posteriormente dibujaremos como curvas independientes en una misma gráfica.

1. Arranque el ventilador a la velocidad de régimen nominal $N=992$ RPM.
2. Cierre completamente el damper a la salida, y establezca el incremento total de presión estática, para dividirlo en 10 intervalos de medición. Empezar las mediciones con el damper totalmente abierto.
3. Mida la presión estática a la salida del ventilador y anótela en la tabla 4.5. La lectura de la presión estática la tomará de la salida lateral del tubo de Pitot, conectada a la toma de alta presión del micro manómetro de columna, mismo que tendrá su otro extremo desconectado.
4. Mida la presión total a la salida del ventilador con el tubo de Pitot colocado en el centro del ducto, $X/D=0,5$ y anótela. La lectura de la presión total se la tomará de la salida superior del tubo de Pitot, conectada a la toma de alta presión del micro manómetro de columna, mismo que tendrá su otro extremo desconectado.
5. Mida el amperaje en la entrada del motor, anótelos y establezca la potencia requerida por el ventilador (BHP) usando la figura 4.7.
6. Rellene el resto de las casillas de esa línea de la tabla y lleve la válvula de mariposa a una posición de menor apertura.
7. Vaya al punto número 3, es decir mida la nueva presión total, voltaje y amperaje, y complete otro casillero de la tabla. Repita el proceso al menos 8

veces mas para obtener al menos 10 puntos de la curva de funcionamiento del ventilador.

8. Dibuje la gráfica de las curvas características de Presión y de Potencia vs. Caudal utilizando el mismo eje referencial de caudal (Q).

4.4.1.4.2 Ensayo de potencia requerida por el ventilador a otro valor de velocidad constante

Se repetirá el ensayo antes efectuado reduciendo la velocidad a 863 RPM. Se rellenará la tabla correspondiente y se trazará la gráfica de la curva característica en la misma escala que la gráfica a la potencia anterior.

4.4.2 MODELO DE ANÁLISIS DE RESULTADOS PARA LAS PRÁCTICAS

Tomando en cuenta los objetivos planteados para este proyecto de grado se realizaron los siguientes cuestionarios, mismos que serán contestados teniendo como base la teoría estudiada y las tablas de datos llenadas en la realización de cada práctica.

4.4.2.1 Cuestionario para obtención de una correlación entre el caudal y la velocidad máxima

Tabla 4.3

X/D	VP (in H2O)	V (FPM)
0,153		
0,217		
0,361		
0,639		
0,783		
0,847		
0,5		

1. Calcular la velocidad media y el coeficiente alfa.
2. Dibujar el perfil de velocidades $V(x/D)$. ¿Se parece más a un flujo laminar o turbulento?

4.4.2.2 Cuestionario para la práctica familia de curvas de velocidad

1. Rellenar la tabla 4.4 dos veces, utilizando los datos obtenidos en la práctica a los dos regímenes de velocidad diferentes y las formulas utilizadas en la teoría.

Tabla 4.4.

N°	SP (in. H2O)	VP (in. H2O)	TP (in. H2O)	V _{0,5D} (FPM)	V _{media} (FPM)	Q (CFM)
1						
2						
3						
4						
5						
6						
7						
8						
9						
10						

2. Dibuje para cada ensayo la gráfica de las curvas características Presión Total (TP) vs Caudal (Q), Presión Estática (SP) vs Caudal (Q) y Presión Dinámica (TP) vs Caudal (Q). Comente dichas gráficas
3. Dibuje en una sola gráfica las curvas características Presión Total (TP) vs Caudal (Q), para los dos regímenes de velocidad. Comente las diferencias o similitudes.
4. Compare las curvas obtenidas con las nominales entregadas por el fabricante del ventilador, establezca una relación o error porcentual, y explique sus posibles razones.

4.4.2.3 Cuestionario para las prácticas de familia de curvas de potencia

4.4.2.3.1 Cuestionario práctica curva de potencia requerida (BHP) vs caudal (Q)

1. Rellenar la tabla 4.5 utilizando los datos obtenidos en la práctica y las formulas utilizadas en la teoría.

Tabla 4.5

N°	SP (in. H2O)	VP (in. H2O)	TP (in. H2O)	Amp (A)	Torq lb-in	BHP (hp)	V _{0,5D} (FPM)	V _{media} (FPM)	Q (CFM.)
1									
2									
3									
4									
5									
6									
7									
8									
9									
10									

- Dibuje en la misma gráfica las curvas características Presión Total (TP) vs Caudal (Q) y Potencia Requerida (BHP) vs Caudal (Q). Comente dichas gráficas
- Compare las curvas obtenidas con las nominales entregadas por el fabricante del ventilador, establezca una relación o error porcentual, y explique sus posibles razones.
- Rellenar la tabla 4.6 utilizando los datos obtenidos en la práctica y las formulas utilizadas en la teoría.

Tabla 4.6

N°	ΠQ	ΠP
1		
2		
3		
4		
5		

- Obtenga la curva en variables adimensionales, ΠQ frente a ΠP y gráfíquela. Comente el resultado.

CAPÍTULO 5

DISEÑO DEL BANCO DE PRUEBAS

El banco de pruebas de ventilación mecánica motivo de este estudio tiene como objetivo permitir a los alumnos realizar dos tipos de prácticas de laboratorio, mediante las cuales ellos se relacionaran con los parámetros de selección de un ventilador, que son las familias de curvas de velocidad y las curvas de potencia requerida, para lo cual se diseñaron y seleccionaron un conjunto de elementos, accesorios e instrumentos de medición, que fueron acoplados a un equipo impulsor de aire.

5.1 DISEÑO DEL BANCO.

5.1.1 CONSIDERACIONES DE DISEÑO.

Para conseguir el objetivo mencionado se partió de las características del equipo impulsor de aire o ventilador, donado para este proyecto por SAEG distribuidora autorizada para Latinoamérica de la marca de ventiladores Greeheck. Donación tramitada por el Ing. Andrés Proaño profesor de la materia de Aire Acondicionado y Ventilación Industrial de la FIME.

5.1.1.1 Características del ventilador de pruebas

Marca: Greenheck

Modelo: SFB – 10 – 7

Tipo: SFB Ventilador Centrífugo de Aspas Curvadas Hacia Adelante

Configuración: Arreglo: 10 ; Rotación: CW ; Posición de Descarga: TH.

Características de construcción estándar: Carcasa: *de lámina de acero pesada con construcción de tipo junta sellada. Ángulos unitarios de soporte con agujeros de montaje preperforados. Base del motor ajustable. Cierres resistentes a la corrosión. Rodamientos, ejes y rodetes: lubricables para trabajo pesado, cojinetes de rodamientos libres de alineamiento. Ejes de acero sólido pulido. Rodete de aspas curvas hacia delante.*

Tipo de transmisión: Por banda.

Desempeño: Habiendo mencionado en este documento por más de una ocasión que las características más importantes de un ventilador son sus familias de curvas de velocidad y potencia, en la figura 5.1 se pueden observar las curvas correspondientes al ventilador Greeheck SFB-10-7 que será probado.



Performance Chart for SFB-10-7 RPM Family

Volume (CFM):	1,200	Air Density (lb./ft.)::	0.053
SP (in. wg):	1.5	Elevation (ft.):	9,200
Power (hp.):	0.51	Air Stream Temp. (°F):	70
FRPM:	1,445		

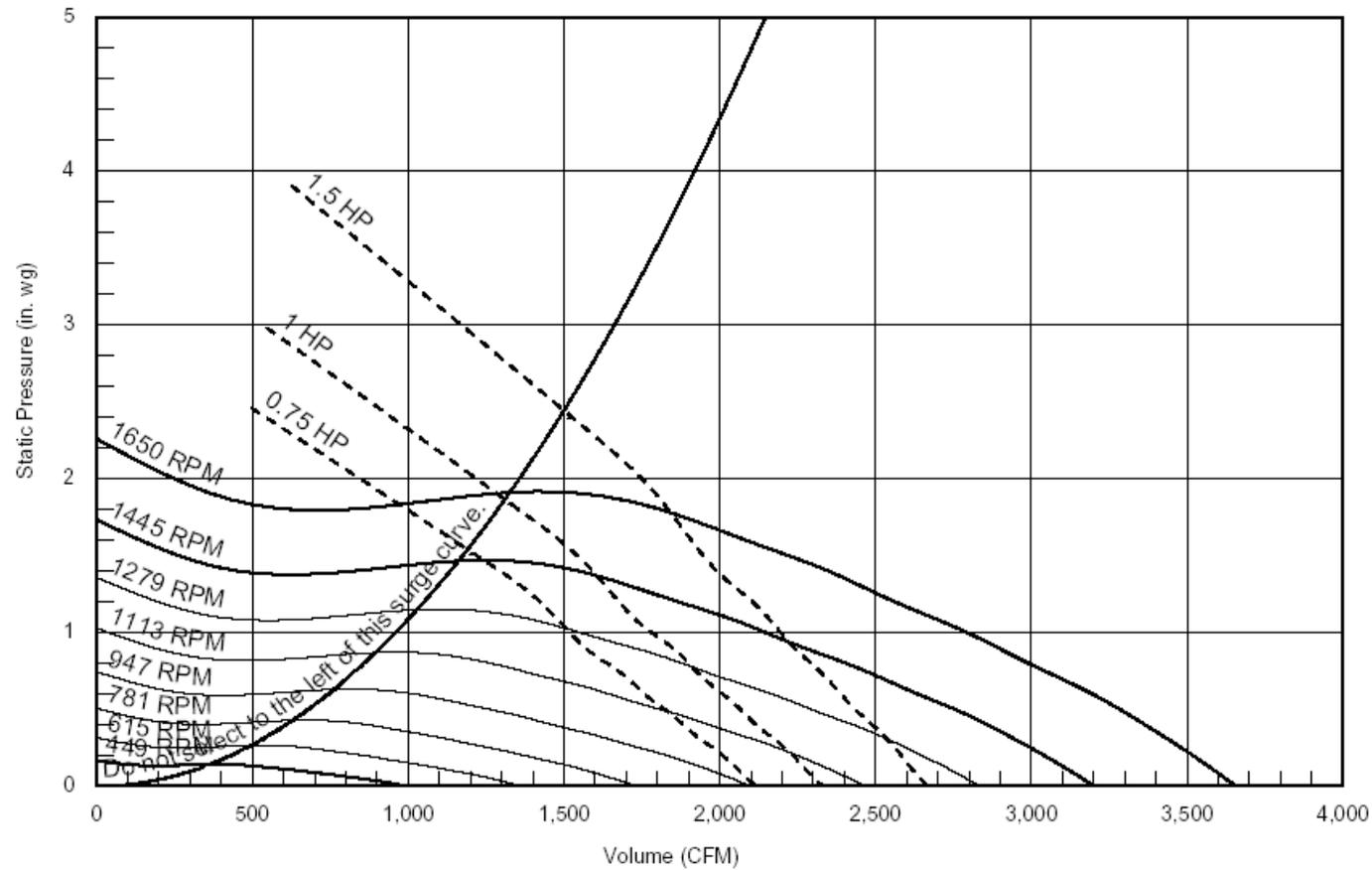


Figura 5.1 Familia de curvas de velocidad y potencia del ventilador Greenheck SFB-10-7¹⁰

¹⁰ Tomado del programa de selección del fabricante: CAPS 2.6, Greenheck 2005

Dimensiones: Las dimensiones del equipo impulsor de aire en pulgadas se muestran en la figura 5.2.

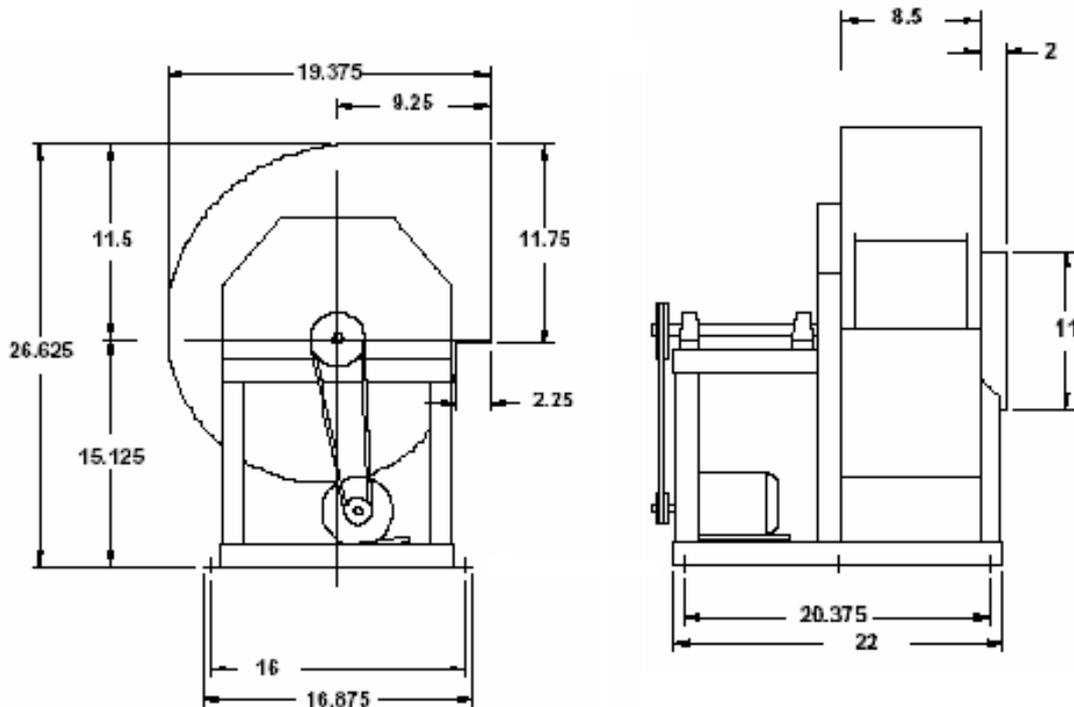


Figura 5.2 Dimensiones ventilador Greenheck SFB-10-7

5.1.1.2 Características del motor eléctrico

Marca: Maratón Electric.

Modelo: 6QB56C17D2074L P

Potencia: 3/4 (hp)

Alimentación: 110/60/1

Velocidad: 1725 (RPM)

Polea: Tipo regulable de 4 posiciones: 3", 2.5", 2.3" y 2"

Marco del motor: 56

Carcasa: SCS.

Factor de servicio: 1.25

5.1.1.3 Características del banco de pruebas

Usando la información acerca de las características de funcionamiento del ventilador y de las características del motor eléctrico se estableció que el banco de pruebas trabajará en las dos posiciones inferiores de las poleas, es decir en los límites definidos por las curvas de velocidad comprendidas entre las 992 y 863 (RPM), debido a que de otro modo se exceden los límites de potencia máxima del motor eléctrico, o la forma de la curva no es fácilmente apreciable. En la figura 5.3 y 5.4 observamos dichas curvas.

Además el ventilador Greenheck SFB-10-7, fue elegido para trabajar a una velocidad nominal de 1078 (RPM), 800 (CFM), 0.35 (hp) y 1.5 (in H₂O), para poder mantener la velocidad constante e incrementar el caudal hasta su máximo se necesitaría un motor con una potencia de 2 (hp), por lo que se eligió trabajar sobre las curvas ya mencionadas.

De estas mismas curvas se establecieron los parámetros generales de funcionamiento del banco de pruebas, mismos que se listan a continuación.

Velocidad Angular Máxima del Rotor (ω_{MAX}) = 992 (RPM)

Velocidad Angular Mínima del Rotor (ω_{MIN}) = 863 (RPM)

Flujo Volumétrico/Caudal Máximo (Q_{MAX}) = 2200 (CFM)

Flujo Volumétrico/Caudal Mínimo (Q_{MIN}) = 300 (CFM)

Presión Estática Máxima ($P_{E(MAX)}$) = 0.81 (in H₂O)

Potencia Requerida Máxima ($BHP_{(MAX)}$) = 0.60 (hp)



Performance Chart for SFB-10-4

Operating Conditions

Volume (CFM):	1,000	Air Density (lb/ft ³):	0.053
SP (in wg):	0.474	Elevation (ft):	9,200
Power (hp):	0.16	Air Stream Temp. (°F):	70
FRPM:	863		

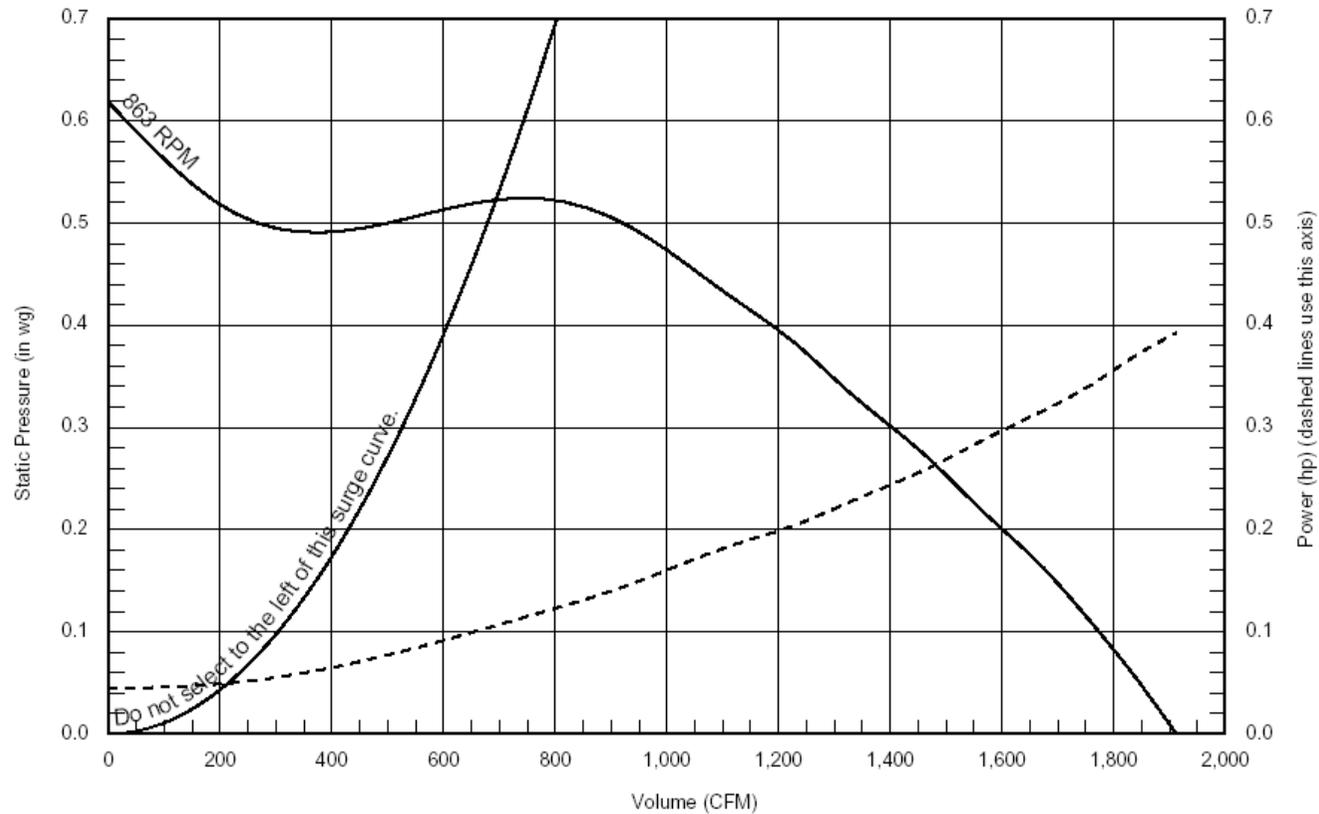


Figura 5.3 Curva presión vs. caudal del ventilador Greenheck SFB-10-7 a 863 (RPM)¹¹

¹¹ Tomado del programa de selección del fabricante: CAPS 2.6, Greenheck 2005



Performance Chart for SFB-10-7 Operating Conditions

Volume (CFM):	1,000	Air Density (lb/ft ³):	0.053
SP (in wg):	0.689	Elevation (ft):	9,200
Power (hp):	0.2	Air Stream Temp. (°F):	70
FRPM:	992		

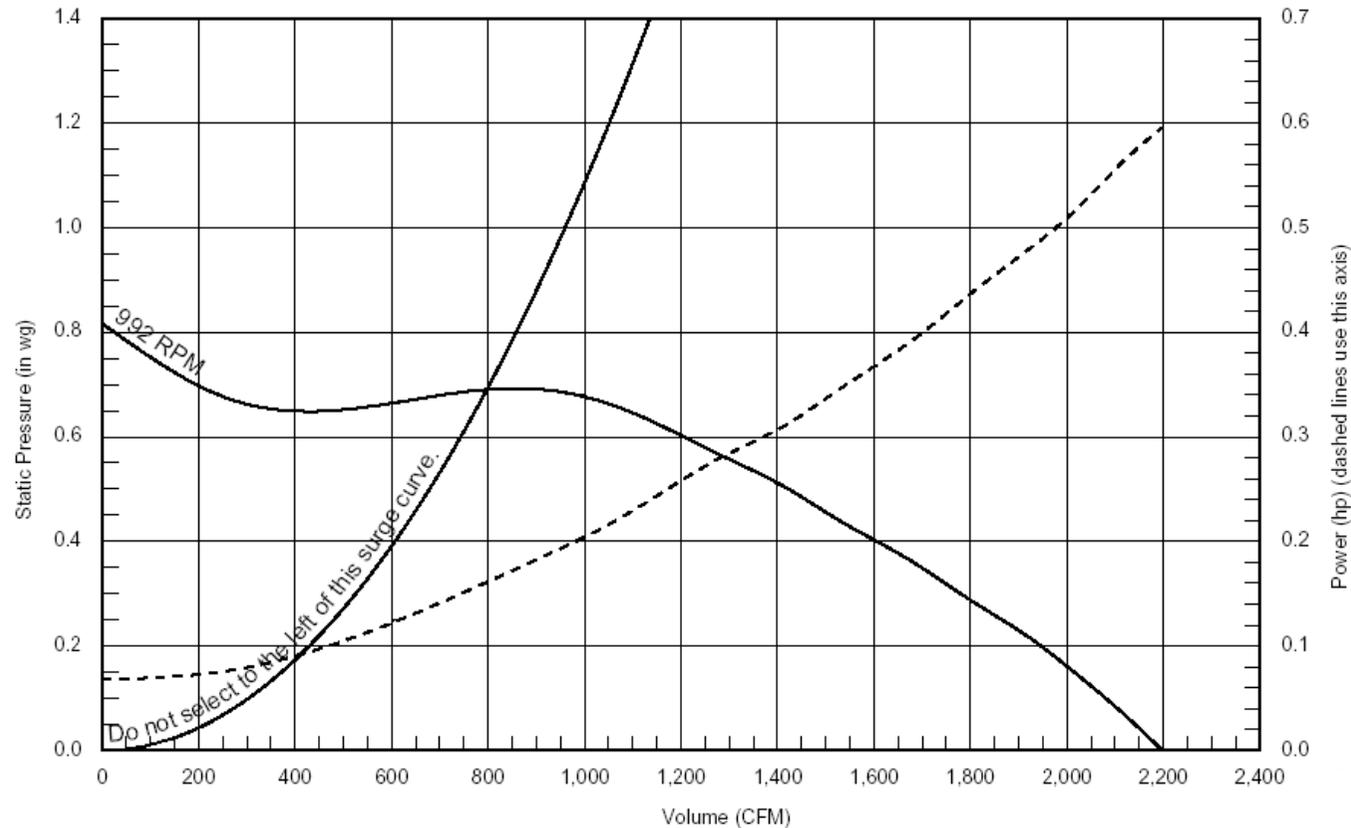


Figura 5.4 Curva presión vs. caudal del ventilador Greenheck SFB-10-7 a 992 (RPM)¹²

¹² Tomado del programa de selección del fabricante: CAPS 2.6, Greenheck 2005

5.1.2 DIMENSIONES FINALES

Para establecer las dimensiones finales del banco de pruebas y sus accesorios, se tomaron en cuenta las restricciones dadas por los parámetros generales de funcionamiento, descritas en el tema anterior, mismas que establecerán las características de cada accesorio de individual.

5.1.2.1 Ducto de descarga accesorios de conexión

Las dimensiones finales del ducto de descarga se obtuvieron tomando en cuenta como parámetros mas importantes, el flujo volumétrico, la caída de presión, las dimensiones de la descarga del ventilador (para el diseño de accesorios de conexión) y la longitud efectiva (necesaria para que el perfil de velocidades se estabilice por completo).

Sabiendo que la velocidad del fluido dentro de un sistema ventilación de media presión va desde los 2000 (FPM) a los 4000 (FPM), y que un tubo pitot es capaz de percibir presión dentro de conductos con una velocidad mínima de 400 (FPM), establecemos que para el limite inferior de flujo volumétrico el ventilador no podrá tener una velocidad menor a 400 (FPM), y que en el limite superior del flujo volumétrico la velocidad sugerida es de 4000 (FPM).

Tomando como referente la velocidad mínima del aire y el caudal mínimo a ser medido podemos aplicar las siguientes ecuaciones para obtener el diámetro mínimo que el ducto deberá tener.

$$Q_{MIN} = A_T * V_{MIN} \quad \text{o} \quad Q_{MIN} = \pi * R^2 * V_{MIN} \quad (5.1)$$

$$R_{MIN} = \sqrt{\frac{Q_{MIN}}{\pi * V_{MIN}}} \quad (5.2)$$

Donde:

Q_{MIN} = flujo volumétrico mínimo.

A_T = área transversal.

V_{MIN} = velocidad lineal mínima del flujo.

R = radio del ducto.

Remplazando los valores de caudal y velocidad mínima en la última relación, obtenemos $R_{MIN} = 5[in]$.

La velocidad máxima de flujo es un parámetro no limitado directamente, pero su incremento excesivo producirá caídas de presión a lo largo del conducto, mismas que afectaran al resultado de nuestras mediciones. Utilizando el ábaco para diseño de sistemas de ductería de SMAGNA (Sociedad Americana de Constructores de Chapa Galvanizada), establecemos que las pérdidas de presión por pie de ducto al máxima apertura de la aleta del damper es 1.44 (in. H₂O/100 ft). Valor que a pesar de ser alto solo podrá ser realmente considerado una vez que se establezca la longitud total del conducto de pruebas.

De acuerdo al estándar 111 del ASHRAE las medidas de presión deberán realizarse alrededor de los 7.5 diámetros del ducto corriente abajo y 3 diámetros corriente arriba de cualquier punto de turbulencia¹³. Además usando las fórmulas estudiadas en el capítulo 3, podemos establecer, la longitud efectiva en la cual el flujo de aire que sale del ventilador se reestablece o recupera un perfil de velocidades que nos permita realizar mediciones de caudal de una manera efectiva.

$$\text{Para } V_o > 2500 \text{ (fpm)} \quad L_e = \frac{V_o \sqrt{A_o}}{10,600} \quad (5.3)$$

$$\text{Para } V_o \leq 2500 \text{ (fpm)} \quad L_e = \frac{\sqrt{A_o}}{4.3} \quad (5.4)$$

Donde:

V_o = velocidad en el ducto, (fpm)

L_e = longitud efectiva de ducto, (ft)

A_o = área del ducto, (in^2)

Reemplazando en la primera fórmula $V_o = 4000$ (FPM) y $A_o = [5'']^2 \times \pi$ tenemos que la longitud efectiva $L_e = 4[ft]$, que equivale a 6 diámetros. Medida que es menor que la recomendada por la norma.

¹³ E.E.U.U., ASHRAE. Fundamentals. 1ra edición, SL. 1997. pp 250-285

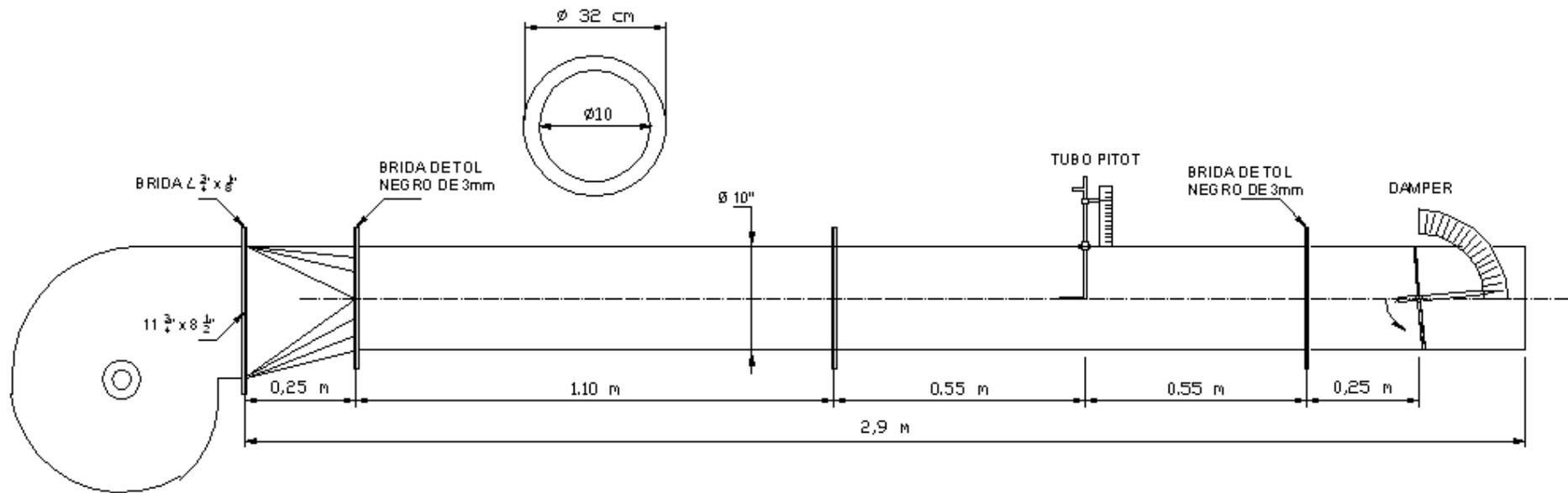


Figura 5.5 Ducto de descarga y accesorios de conexión

Del estándar 111 de ASHRAE también sabemos que el damper debe estar 3 diámetros después del tubo pitot en la dirección del flujo, es decir 30”.

Con todas estas consideraciones las medidas del ducto de descarga, incluyendo la ubicación de los instrumentos de medida queda definida como se ve en la figura 5.5.

Una vez definidas las dimensiones del ducto de descarga, establecemos hasta que caudal final podrá entregar el ventilador con esta instalación, ya que las pérdidas de presión se igualan a la variación de presión mínima $\Delta SP_{(MIN)}$ que alcanza el ventilador en ese punto sobre la curva de velocidad constante.

Sabiendo que la longitud del ducto hasta el instrumento es 6.24 (ft), y que las pérdidas de presión en el ducto equivalen a 1.44 (in H₂O/100 ft), establecemos que a lo largo del ducto la pérdida máxima de presión es 0.09 (in H₂O). De manera que si nos movemos sobre la curva de velocidad angular de 992 (RPM) tan solo podremos alcanzar los 2100 (CFM), posición en la cual la presión del ventilador iguala a las pérdidas causadas por el ducto.

Los planos constructivos que detallan las características y dimensiones del ducto de descarga se encuentran en el anexo H de este documento.

5.1.2.2 Válvula para restricción del flujo de aire

Para simular las condiciones de carga o en otras palabras controlar el flujo de aire que sale del ventilador, a una velocidad estándar de giro del rotor, tenemos dos opciones: una válvula de compuerta o una válvula de mariposa. La primera nos ofrece un control más sencillo del caudal ya que podemos regular de manera casi directa el área transversal de descarga del fluido, sin embargo este tipo de válvula incrementa las pérdidas de presión debido a que produce turbulencia. Por otro lado, la válvula de mariposa produce una turbulencia casi nula pero dificulta la capacidad de regulación exacta de los caudales de aire por anticipado.

Para cumplir de manera más eficiente con el propósito de este banco usaremos un Damper, que es una válvula de mariposa empleada en sistemas de ventilación y aire acondicionado.

El damper o válvula de mariposa que se usara en el banco contará con un seguro en la palanca de regulación que servirá para establecer un parámetro de apertura al momento de realizar cada medida de caudal y presión. En la figura 5.6 se muestra un esquema de la forma que tendrá el damper y su regulación.

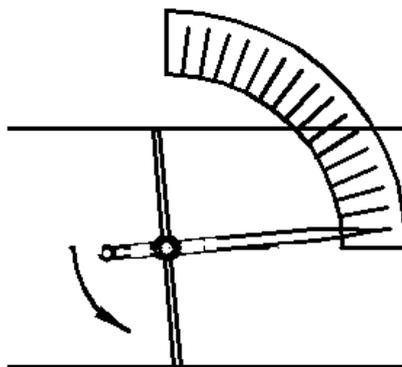


Figura 5.6 Válvula de mariposa para regulación del flujo de salida del ventilador

5.2 SISTEMA DE INSTRUMENTACION.

5.2.1 SELECCION Y DISPOSICIÓN DE INSTRUMENTOS PARA MEDIR PRESIÓN

Sabiendo que los dos tipos principales de medidores de presión son los manómetros y los transductores, se escogieron a los primeros debido a su precio y simplicidad de uso. Existen dos tipos de manómetros, mecánicos y de columna de líquido. Al revisar los rangos habituales de operación de cada uno vemos que el segundo es más conveniente para nuestros propósitos, ya que los micromanómetros de columna de líquido son más fáciles de encontrar y se adaptan mejor a los propósitos didácticos del banco.

De las curvas de operación y los parámetros de funcionamiento del banco, mismos que ya fueron establecidas al inicio de este capítulo, se conoce que la presión no sobrepasara la pulgada de columna de agua (1 in H₂O) y que una precisión de una centésima de pulgada es suficiente para apreciar las variaciones de presión estática, dinámica y total a lo largo de las curvas del ventilador.

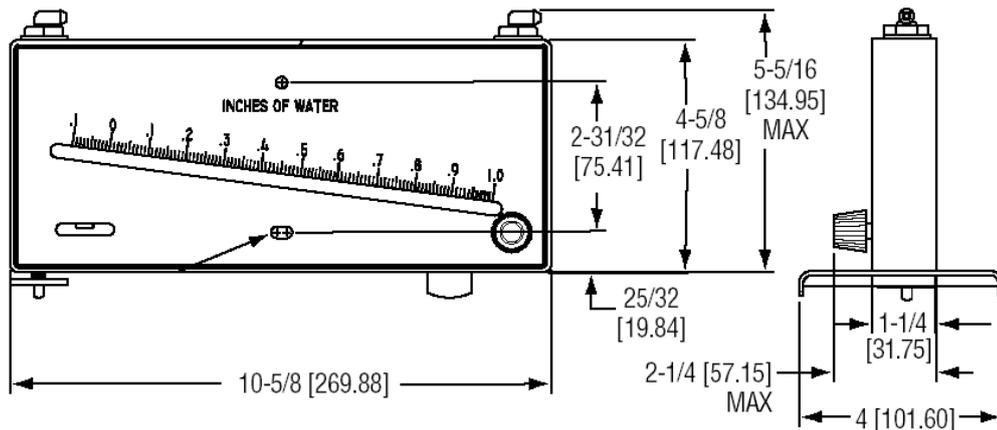


Figura 5.7 Manómetro de columna inclinada Dwyer Mark II 40-1

Con estos parámetros se eligió el modelo Mark II 40-1 de Dwyer que va de -0.1 a 1 (in H₂O) con un rango de aproximación de una centésima de pulgada de columna de agua. En la figura 5.7 se observa el manómetro mencionado, además en el anexo B de este documento se encuentran las hojas de características técnicas del instrumento.

5.2.2 SELECCION Y DISPOSICIÓN DE INSTRUMENTOS PARA MEDIR VELOCIDAD DEL AIRE

Como se estudió en el capítulo 3 de este documento existe una gran variedad de instrumentos que permiten tomar medidas de velocidad del aire, en condiciones y rangos distintos. Para medir velocidad de aire dentro de conductos los instrumentos mas usados son el anemómetro de aspas, el anemómetro de sonda caliente o térmico, el velocímetro de láser y el tubo pitot. Siendo este ultimo el de menor costo, y a su vez el instrumento que nos permite hacer los tres tipos de mediciones de presión, estática, dinámica y total, elegimos para este banco el tubo pitot.

El tubo pitot que utilizaremos deberá permitirnos que nos traslademos a lo largo de la sección transversal del ducto para lo cual se eligió el modelo 160-8 de la marca Dwyer. En la figura 5.8 podemos observar las características de este tubo pitot, además en el anexo C de este documento se encuentran las hojas de características técnicas del instrumento.

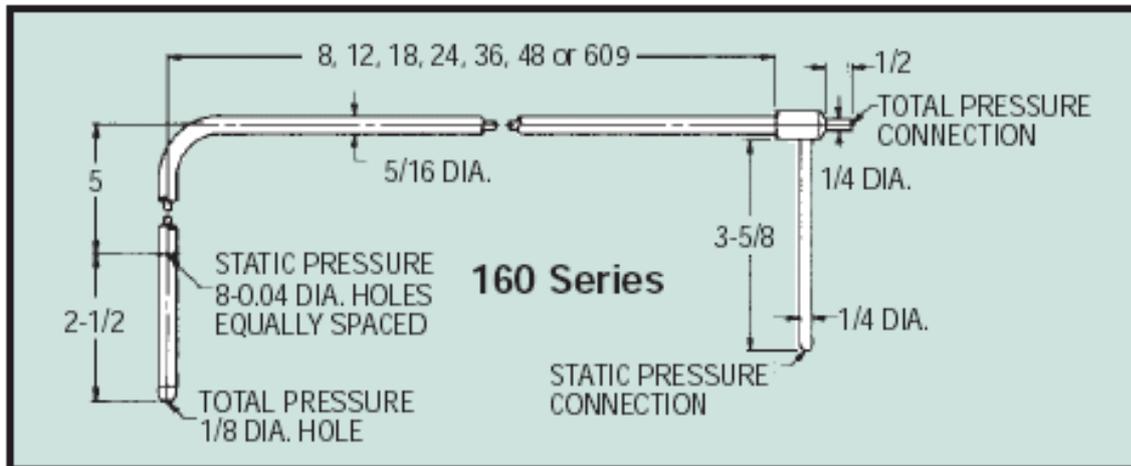


Figura 5.8 Tubo Pitot Dwyer 160-8

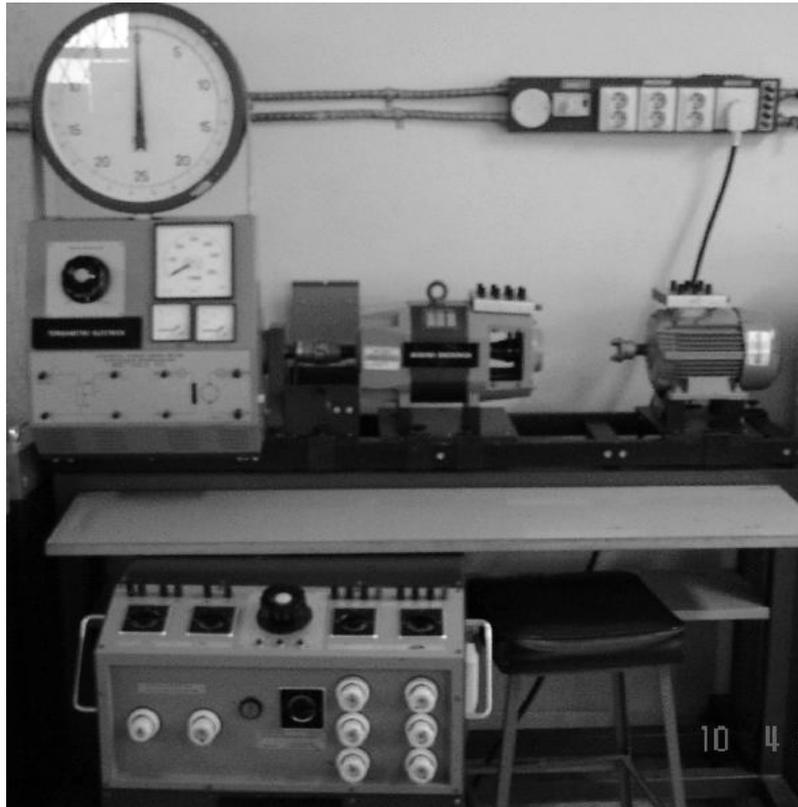
5.2.3 SELECCIÓN Y DISPOSICIÓN DE ELEMENTOS PARA MEDIR POTENCIA AL FRENO (BHP).

La medición de la potencia de entrada al motor, la realizaremos a través del amperaje y el voltaje en las líneas de entrada, valiéndonos de la formula

$$HP = Volt * Amp. \quad (5.5)$$

Para esto utilizaremos una Pinza Amperimétrica, misma que debe ser solicitada en el laboratorio de la facultad.

Además para establecer la potencia requerida por el ventilador, se usa la figura 4.7, curva característica torque, vs. amperaje del motor de pruebas, obtenida usando el banco de pruebas para motores eléctricos del laboratorio de maquinas eléctricas de la F.I.E. Ver figura 5.9.



5.9 Banco de pruebas para motores eléctricos del laboratorio de maquinas eléctricas de la F.I.E.

5.3 ELEMENTOS CONSTITUTIVOS DEL BANCO.

5.3.1 ESTRUCTURA DE SOPORTE DE EQUIPO, DUCTERÍA E INSTRUMENTOS

El motor, ventilador, ducto de descarga, instrumentos de medición y panel de control están soportados sobre una estructura metálica, misma que fue construida de perfil de acero cuadrado de 1 ½" y tablero MDF de 2cm.

Esta estructura tiene la forma de un banco o mesa de trabajo, de manera que permita ubicar cualquier elemento adicional sobre ella. La figura 5.10 muestra de manera general las dimensiones del banco con todos sus elementos. Además, adjunto a este documento sírvase encontrar los planos del banco y la disposición de cada elemento en el anexo H.

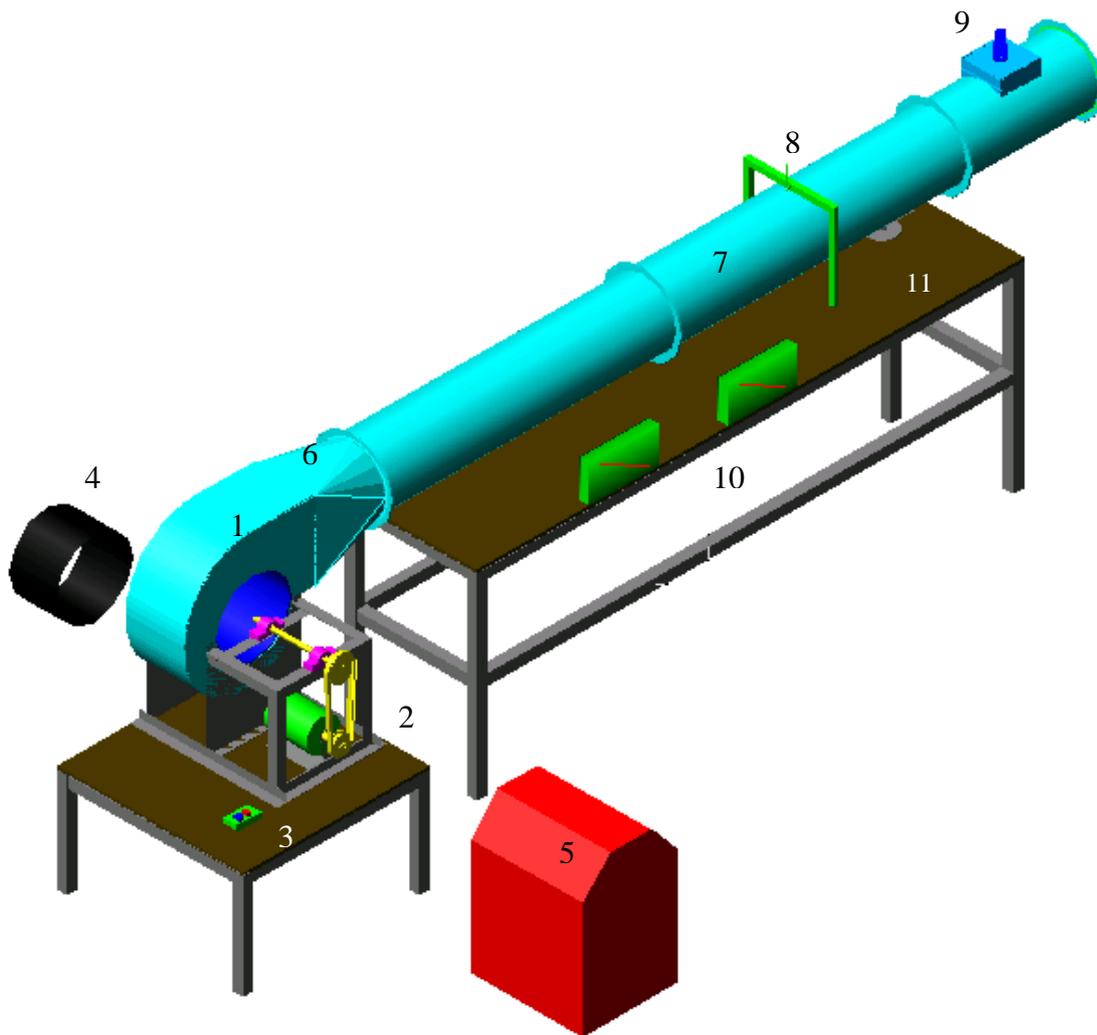


Figura 5.10 Esquema de partes del banco de pruebas

1. Ventilador.
2. Motor, poleas y bandas.
3. Botonera de encendido.
4. Protector en la succión.
5. Carcasa cubre bandas.
6. Acople descarga tipo transición rectangular a redondo.
7. Ducto de descarga.
8. Tubo pitot y soporte.
9. Damper control de flujo.
10. Manómetros de presión estática y total.
11. Mesas de soporte.

5.3.2 PANEL ELECTRICO VENTILADOR.

Debido a que el control de velocidades del ventilador es realizado de manera mecánica, utilizando una polea de diámetro variable, el panel eléctrico del ventilador tendrá como única función el encendido y apagado del ventilador, y la protección contra sobrevoltaje.

Tomando en cuenta los datos de placa del motor eléctrico del ventilador se establecieron la capacidad de los conductores, braker y botonera mismos que se detallan a continuación y que se conectaran como lo muestra el esquema de la figura 5.11.

Conductores: Cable sólido #10

Braker: 15 (A)

Botonera: 15 (A)

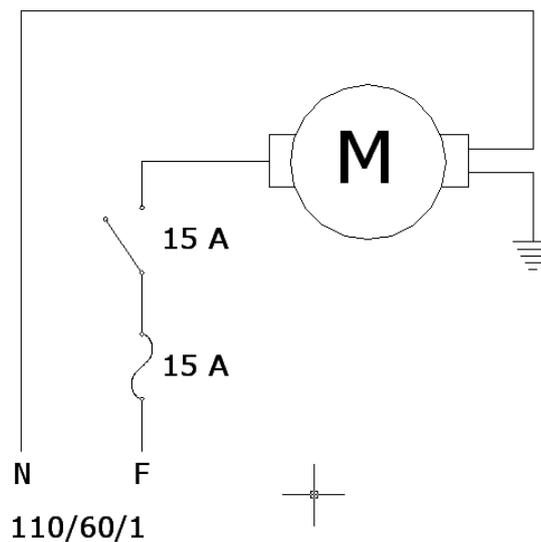


Figura 5.11 Circuito general panel del ventilador.

Además junto al panel de encendido se encuentra una sección del cable de fase en la que se puede tomar medidas de amperaje mediante el uso de una pinza amperimétrica.

5.3.3 CONTROL DE VELOCIDADES

El control de velocidades del ventilador se realizó usando una polea regulable de cuatro posiciones, accesorio estándar del conjunto ventilador motor eléctrico. Esta polea se puede regular para los siguientes diámetros: 3", 2.5 ", 2.3" y 2".

Sabiendo que la polea fija del ventilador tiene un diámetro de 4" y que la velocidad del motor es 1725 (RPM), se establecieron las velocidades del rodete para cada regulación de la polea usando las siguiente fórmula.

$$N_1 \times D_1 = N_2 \times D_2 \quad (5.10)$$

Donde:

N = Velocidad angular del impulsor (RPM).

D = Diámetro de la polea

En la tabla 5.1 se detallan las velocidades del rodete para cada diámetro de la polea.

Tabla 5.1 Velocidades del rodete a las distintas posiciones de la polea

D (in.)	N (RPM)
3.0	1294
2.5	1078
2.3	992
2.0	863

CAPÍTULO 6

CONSTRUCCION DEL BANCO DE PRUEBAS

6.1 CONSTRUCCIÓN DE LA ESTRUCTURA DEL BANCO.

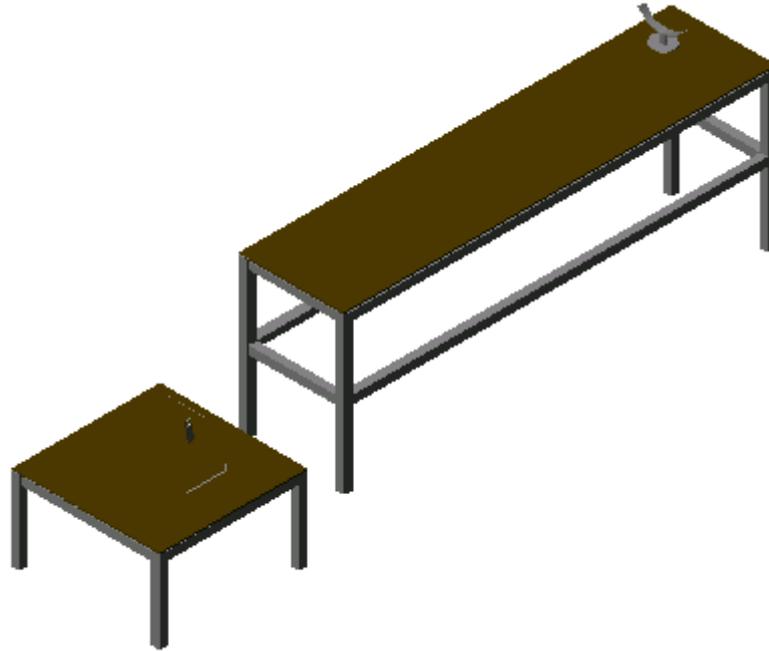


Figura 6.1 Esquema estructura del banco

El día miércoles 01 de marzo del presente, en los talleres de la F.I.M.E, se procedió a la construcción de la estructura de soporte para todos los elementos y accesorios del banco de pruebas motivo de este documento. Utilizando las medidas establecidas en los planos anexos.

La estructura esta conformada por dos mesones, sobre el primero se asienta el ventilador y sus conexiones eléctricas, y sobre el segundo el sistema de ductería y los instrumentos de medición. Ambos están contruidos en tubo cuadrado de 1½" y tablero MDF de 2cm de espesor, pintados de color negro y café respectivamente. Los tableros están unidos a los tubos usando pernos de ½".



Figura 6.2 Pintado estructura del banco

Las estructuras en mención fueron construidas íntegramente por los autores de este documento, una vez que el sistema de ducteria ya había sido acoplado al ventilador, y su funcionamiento probado con instrumentos facilitados por SEING. De esta manera se aseguro que todos los elementos empataran de manera correcta al momento de armado.

6.2 CONSTRUCCIÓN DE ELEMENTOS COMPLEMENTARIOS.

6.1.1 SISTEMA DE DUCTERÍA.

El día lunes 13 de febrero del presente se empezó con la construcción del sistema de ductos acoplados al ventilador, y se concluyo el viernes 24 de febrero.

El sistema de ducteria esta conformado por cinco partes, mismas que se listan a continuación y se muestran en la figura 6.3.

1. Rejilla de protección a la entrada del ventilador.
2. Transición rectangular a redonda.
3. Tramo de ducto redondo.
4. Ducto redondo con perforación en el centro para inserción de tubo pitot.
5. Ducto con compuerta tipo damper.

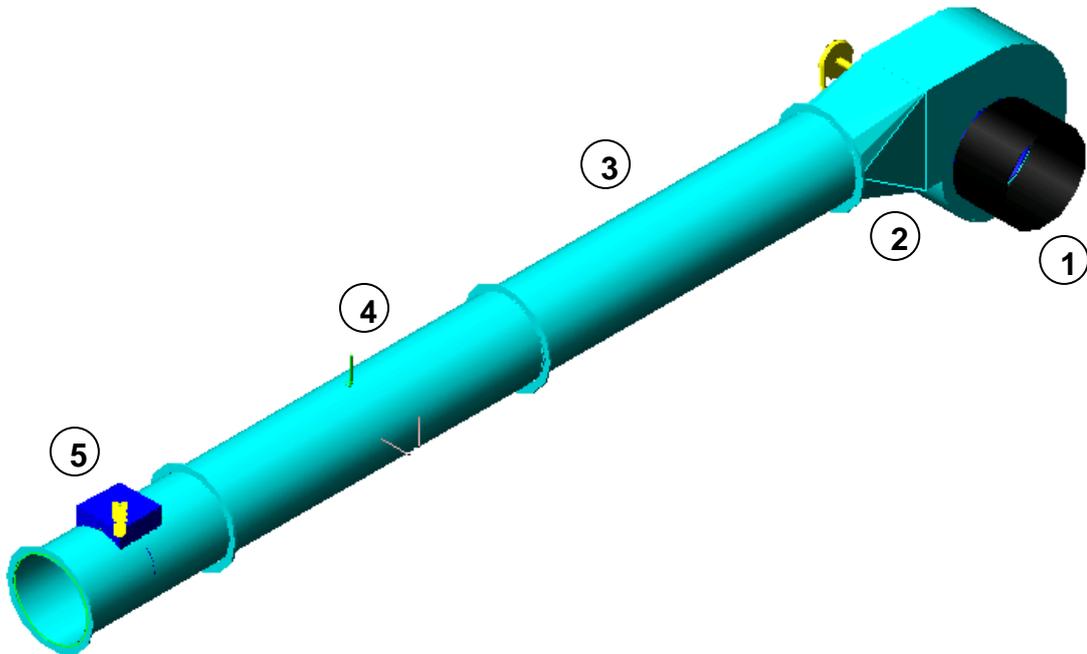


Figura 6.3 Esquema sistema de ductería.

Todos los elementos están contruidos en plancha de tol galvanizado de 0.5mm de espesor, sellados con uniones tipo S, de acuerdo con el estándar de SMAGNA para ductos de media y baja presión, y acoplados con bridas de plancha de tol negro de 2mm, para darle mayor rigidez al conjunto. Además todos los elementos fueron contruidos de acuerdo a los planos constructivos que se encuentran en los anexos de este documento.

6.1.1.1 Rejilla de protección

Es una sección de ducto colocada en la succión del ventilador, que tiene una malla para evitar el alcance manual del rodete mientras el ventilador se encuentra trabajando, y su geometría debe permitir el libre flujo de aire hacia el ventilador.



Figura 6.4 Rejilla de protección en la succión

6.1.1.2 Transición rectangular a redonda

Este es el único elemento que requirió la elaboración de una plantilla para corte de la chapa metálica fue la transición por su forma singular. De acuerdo a las recomendaciones de SMAGNA, su geometría debe tener ángulos con pendientes inferiores al 20% para no producir pérdidas de presión excesivas.



Figura 6.5 Transición rectangular a redondo

6.1.1.3 Ductos redondos

Los ductos se construyeron atendiendo a las recomendaciones de SMAGNA para ductos de baja y media presión, y los tramos de ducto fueron seccionados con una longitud máxima de 1100 mm debido al tamaño de la roladora empleada en su construcción, misma que tenía rodillos de 1150 mm de largo.

6.1.1.4 Ducto con compuerta tipo mariposa

La compuerta tipo mariposa se encuentra en el último tramo de ducto, y está acoplada a una palanca de regulación que cuenta con un seguro tipo mariposa para fijar la compuerta en una posición específica.



Figura 6.6 Ducto con compuerta tipo mariposa

6.1.2 CUBRE BANDAS.

Para evitar accidentes con los elementos en movimiento del motor, se construyó una carcasa de tol galvanizado que cubre al motor, poleas, banda y eje del ventilador. En la derecha de la figura 6.6 se puede observar dicho cubre bandas.



Figura 6.7 Cubre bandas

6.1.3 SOPORTE PARA TUBO PITOT

Para introducir el tubo pitot a las distintas profundidades requeridas por las prácticas se construyó un soporte de madera tipo puente, con un asa metálica ajustable que sostiene el pitot sin dañarlo.

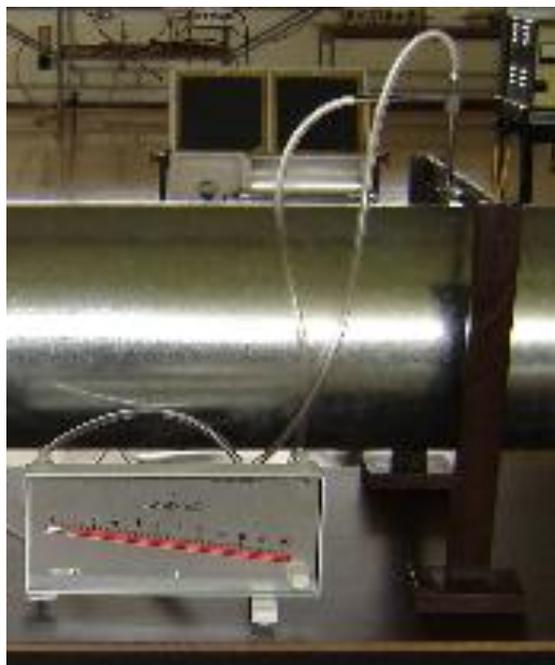


Figura 6.8 Soporte para tubo pitot

6.3 INSTALACIONES ELÉCTRICAS

El día jueves 9 de marzo del presente se instalo el circuito eléctrico de alimentación, mismo que fue conectado usando cable sólido No. 15, una botonera y un braker. El motor del ventilador puede ser conectado a 110 o 220 voltios, habiéndose elegido la configuración a 110 voltios, debido a la toma provista por el laboratorio en ese lugar.

Como se puede ver en la figura 5.12, del capítulo anterior, cuenta con un braker para protección del sistema. El braker se encuentra ubicado bajo el tablero de soporte del ventilador. Junto a la botonera se encuentra una sección de cable suelta que nos permite tomar las medidas de amperaje, dato que es indispensable en las prácticas.

6.4 INSTALACIÓN Y CALIBRACIÓN DE INSTRUMENTOS.

Con fecha 27 de marzo del 2006, se recibieron los instrumentos importados desde E.E.U.U., procediéndose a la instalación de los mismos al siguiente día.

Los instrumentos empleados fueron dos micro manómetros de columna marca Dwyer modelo Mark II 40 y un tubo pitot marca Dwyer modelo 160-8. Ver figura 6.8 y 6.9 respectivamente.



Figura 6.9 Micro manómetro Dwyer Mark II 40

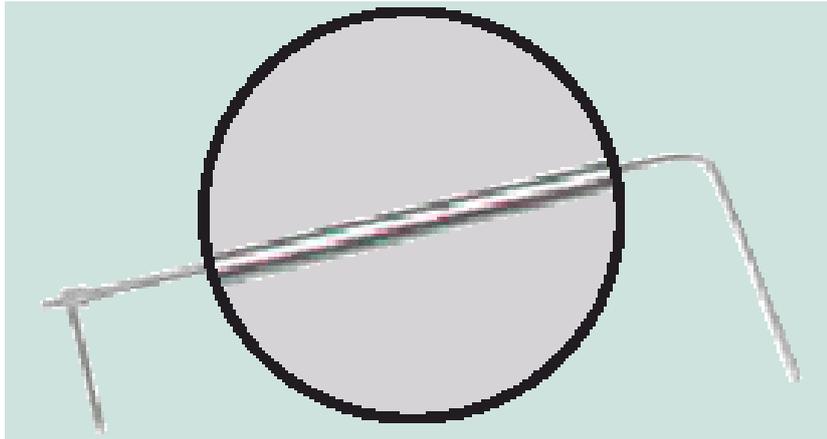


Figura 6.10 Tubo pitot

El tubo pitot fue instalado en su soporte de manera que su entrada de presión quede alineada con la dirección del flujo. El soporte no requiere de regleta de regulación, por que este tubo cuenta con su propia medida de incersión en pulgadas. La figura 6.10 muestra los instrumentos instalados en el banco.

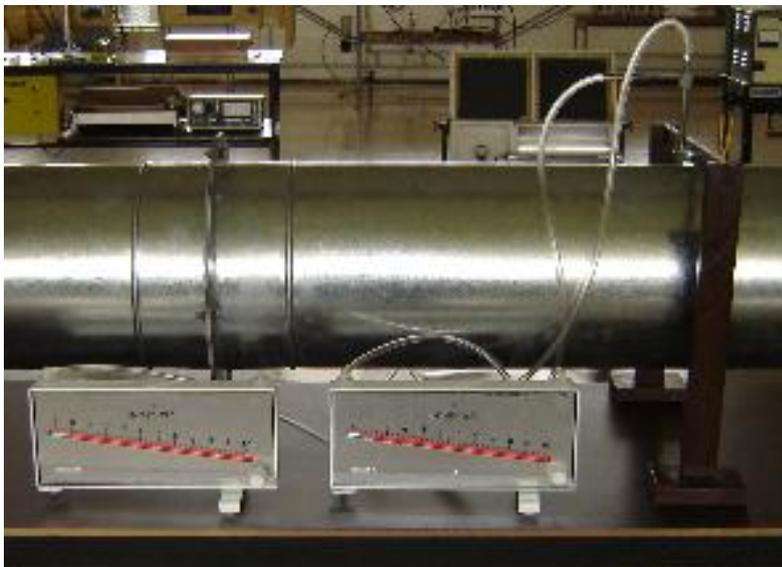


Figura 6.11 Instrumentos de medición de presión

Con la ayuda de instrumentos digitales prestados por SEING, se procedió a la verificación de los instrumentos comprados para el banco, corroborándose su perfecto estado. La figura 6.11 muestra dicho proceso.



Figura 6.12 Instrumentos de medición de digital

6.5 COMPROBACIÓN DEL FUNCIONAMIENTO DEL BANCO DE PRUEBAS.

Con el objeto de comprobar el funcionamiento del banco se realizaron pruebas con un juego de instrumentos adicionales a los que se usaran en las prácticas, para asegurarse que los parámetros calculados con las fórmulas teóricas sean los correctos.

Para empezar se realizó el ajuste y alineamiento de la banda del ventilador y se comprobaron las conexiones eléctricas y el sentido de giro del motor de manera visual. En el caso de la corriente se usó una pinza amperimétrica y se comprobó que los datos estén dentro de los parámetros de la placa del motor.

Después se comprobó la velocidad de giro del ventilador usando un tacómetro con punta de goma y variando las posiciones de la polea regulable para asegurarse que guarden relación con las velocidades calculadas en el capítulo 4, donde se diseñó el banco.

En cuanto a las presiones y velocidades al interior del ducto estas fueron obtenidas usando un anemómetro de hilo caliente, un anemómetro de veleta, y un tubo pitot con manómetro digital.

Los resultados de estas pruebas no han sido tabulados ya que el siguiente capítulo se destino para la evaluación cuantitativa del estado del banco, sin embargo con estas pruebas se comprobó que todas las mediciones estaban dentro de los parámetros preestablecidos y que se podía proseguir con la realización de las prácticas de laboratorio.

CAPÍTULO 7

ANÁLISIS DE LOS RESULTADOS EN EL BANCO DE PRUEBAS

7.1 EJECUCIÓN DE LAS PRÁCTICAS PLANTEADAS.

Las prácticas de laboratorio, usando el banco de pruebas, se realizaron siguiendo los procedimientos descritos en el Capítulo 4 de este documento. Mismos con los que se realizaron dos tipos de ensayos: El primero es la obtención de un perfil de velocidades de aire al interior del conducto, y una correlación entre la velocidad media y la velocidad al centro del conducto. El segundo es el ensayo con el cual se obtuvieron las curvas Presión vs. Caudal y de Potencia vs. Caudal, de un ventilador a dos regimenes de velocidad diferentes.

Antes de la realización de las prácticas por primera vez, se realizo una calibración y enceramamiento de los instrumentos, de manera que se pueda evaluar la condición de los mismos. Para esto se usaron un tubo pitot con manómetro digital y un anemómetro de alambre caliente. De la experiencia se pudo comprobar el perfecto estado de los instrumentos. En las tablas 7.1, 7.2 y 7.3 se observa los resultados de los dos tipos de prácticas.

Utilizando los datos de la tabla 7.1 se obtiene el factor (f) de relación entre la velocidad media y la velocidad en el centro del ducto, que es igual a 1.04, misma que es utilizada para completar los datos en las tablas de resultados.

Tabla 7.1 Datos práctica perfil de velocidades en el ducto

X/D	VP (in H2O)
0,153	0.48
0,217	0.45
0,361	0.42
0,639	0.41
0,783	0.40
0,847	0.38
0,5	0.41

Tabla 7.2 Datos práctica curvas del ventilador a 922 (RPM)

Velocidad del rotor: 992 (RPM)

Temperatura del aire: (71 °F)

Elevación: 8500 (ft)

N°	SP (in. H2O)	VP (in. H2O)	TP (in. H2O)	Amp. (A)
1	0.810	0.000	0.810	5.5
2	0.745	0.005	0.750	5.5
3	0.655	0.045	0.700	6.5
4	0.585	0.160	0.745	8.5
5	0.495	0.265	0.760	9.5
6	0.415	0.320	0.735	6.0
7	0.355	0.365	0.720	6.1
8	0.255	0.430	0.685	6.2
9	0.180	0.480	0.660	6.4
10	0.090	0.535	0.625	6.5

Tabla 7.3 Datos práctica curvas del ventilador a 863 (RPM)

Velocidad del rotor: 863 (RPM)

Temperatura del aire: 71(°F)

Elevación: 8500 (ft)

N°	SP (in. H2O)	VP (in. H2O)	TP (in. H2O)	Amp. (A)
1	0.620	0.000	0.620	5. 4
2	0.585	0.015	0.600	5. 5
3	0.500	0.110	0.610	5. 6
4	0.440	0.165	0.605	5. 7
5	0.380	0.220	0.600	5. 7
6	0.315	0.265	0.580	5. 8
7	0.245	0.305	0.550	5. 8
8	0.185	0.345	0.530	5. 9
9	0.140	0.370	0.510	5. 9
10	0.080	0.400	0.480	6. 0

7.2 ANÁLISIS DE RESULTADOS DE LAS PRÁCTICAS REALIZADAS EN EL BANCO.

7.2.1 ANÁLISIS DE RESULTADOS PRÁCTICA PERFIL DE VELOCIDADES.

Para completar la tabla se usaron la siguiente fórmula:

$$\text{Velocidad} = 4005 \sqrt{\frac{VP}{df}} \quad (7.1)$$

Tabla 7.4 Resultados Práctica Perfil de Velocidades

X/D	V (FPM)
0,153	3399.163
0,217	3291.225
0,361	3179.625

0,639	3122.330
0,783	3102.997
0,847	3024.427
0,5	3141.545

Con los datos de la tabla se encontró la relación entre la velocidad al centro del ducto y la velocidad media. $f (V_{0,5D} / V_{media}) = 1.014$

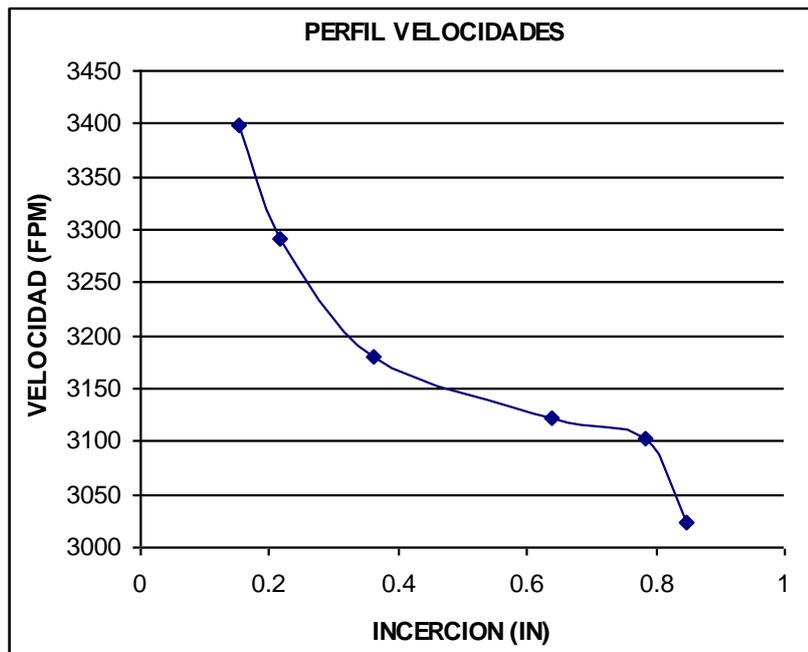


Figura 7.1 Perfil experimental de velocidades del aire al interior del ducto

Utilizando los datos de la tabla 7.1 se construye la gráfica de Velocidad de Aire vs. Posición Diametral en el ducto. Ver figura 7.1.

7.2.2.1 Análisis de regresión y correlación practica perfil de velocidad.

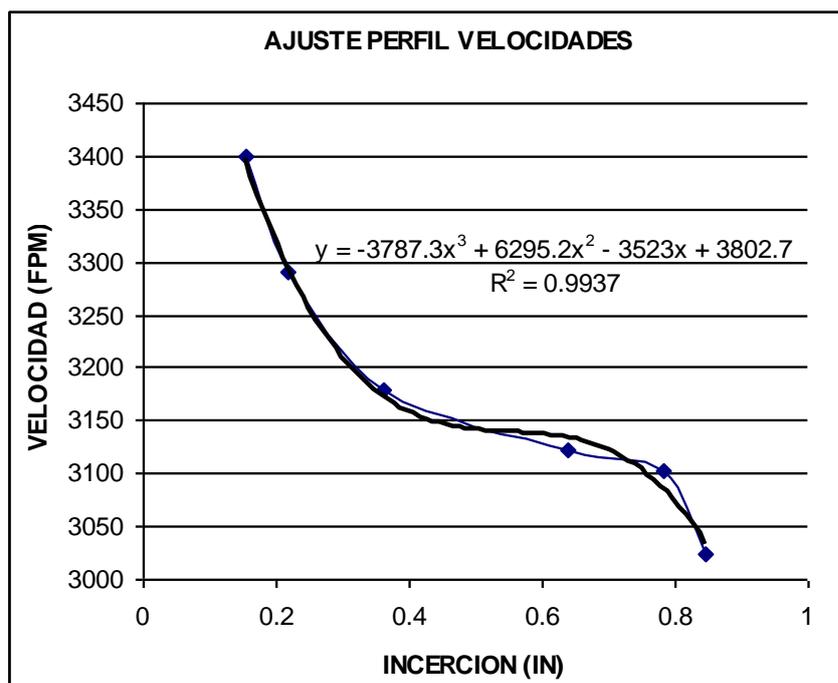


Figura 7.2 Ajuste del perfil experimental de velocidades del aire.

Utilizando la ecuación del ajuste al modelo matemático, generamos los valores estándar de la velocidad en los distintos puntos de inserción, para obtener el error porcentual entre la velocidad experimental y la ajustada. Ver tabla 7.4.

Tabla. 7.5 Comparación entre velocidad experimental y ajustada.

Inserción Pitot (in)	V. Experimental (FPM)	V. Ajustada (FPM)	Error Aproximado de Velocidad (%)
1.53	3399.163	3397.481	0.050
2.17	3291.225	3295.944	0.143
3.61	3179.625	3173.117	0.205
6.39	3122.330	3133.794	0.366
7.83	3102.997	3085.62	0.563
8.47	3024.427	3033.617	0.303

Con los valores de la tabla 7.4, y el valor del coeficiente de determinación obtenido en la figura 7.2, se obtuvieron los factores resumidos a continuación en la tabla 7.5. Tomar en cuenta que la fórmula para obtener el error estándar del estimador es:

$$\sigma_{yx} = \sqrt{\frac{\sum (V_{\text{experimental}} - V_{\text{ajustada}})^2}{n - 2}} \quad (7.2)$$

Siendo n el número de datos de prueba tomados, en este caso 10.

Tabla. 7.6 Resultados del análisis de regresión y correlación de la velocidad al interior del ducto.

Error estándar del estimador (FPM)	4.1210
Coefficiente de determinación	0.9937
Coefficiente de correlación	99.68

De los resultados podemos establecer que la curva Velocidad del Flujo vs. Posición Diametral, más conocida como Perfil de Velocidad, se ajusta con una alta precisión a su modelo de ajuste, teniendo una desviación estándar de tan solo 4.12 (FPM).

Además en la gráfica la velocidad máxima del flujo se encuentra recorrida hacia la parte superior del ducto debido a la disposición de la transición y al perfil de velocidades a la salida del ventilador, mismo que empuja aire a mayor velocidad en esa dirección. Por esto se puede notar claramente que en la sección donde se están realizando las mediciones, el flujo no se encuentra

completamente desarrollado, a pesar de que cumple con las dimensiones sugeridas por los estándares y es muy superior a la longitud efectiva calculada.

7.2.3 ANÁLISIS DE RESULTADOS PRÁCTICAS FAMILIA DE CURVAS.

Utilizando los datos de las tablas 7.2 y 7.3 se construyen las gráficas de Presión Total, Dinámica y Estática vs. Caudal, para dos velocidades de operación, 922 y 863 (RPM). A continuación estudiaremos los resultados de ambas curvas.

7.2.3.1 Análisis de resultados práctica familia de curvas a 922 (RPM)

Para completar la tabla de resultados se usaron las siguientes fórmulas de cálculo, mismas que son mencionadas en las guías de práctica.

$$\text{Velocidad}_{0.5D} = 4005\sqrt{VP}_{0.5D} \quad (7.3)$$

$$\text{Velocidad media} = f \times \text{Velocidad}_{0.5D} \quad (7.4)$$

$$\text{Caudal} = \text{Velocidad media} \times \text{Área transversal} \quad (7.5)$$

$$\text{Potencia al freno} = (\text{Torque} \times \text{RPM}) / 63025 \quad (7.6)$$

$$\text{Presión estática corregida} = \text{SP medido} + \text{Perdidas de SP} \quad (7.7)$$

Tabla 7.7 Resultados práctica curvas del ventilador a 922 (RPM)

N°	Perd SP (in. H2O)	SP corr (in. H2O)	VP (in. H2O)	TP corr (in. H2O)	Torque (lb-in)	BHP (hp)	V _{0,5D} (FPM)	V _{Media} (FPM)	Q (FPM)
1	0.00	0.82	0.00	0.82	3.0	0.000	0.000	0.000	0.000
2	0.01	0.71	0.01	0.74	3.0	847.473	847.473	859.337	468.683
3	0.06	0.68	0.05	0.82	5.6	1830.750	1830.750	1856.381	1012.470
4	0.09	0.63	0.16	0.85	8.5	2294.967	2294.967	2327.097	1269.198
5	0.11	0.57	0.27	0.83	10.0	2494.892	2494.892	2529.821	1379.764
6	0.13	0.51	0.32	0.80	11.5	2634.900	2634.900	2671.788	1457.193
7	0.14	0.46	0.37	0.78	13.0	2767.834	2767.834	2806.584	1530.711
8	0.16	0.39	0.43	0.76	15.0	2976.227	2976.227	3017.894	1645.959
9	0.17	0.32	0.48	0.73	17.5	3132.976	3132.976	3176.838	1732.647
10	0.19	0.25	0.54	0.70	19.0	3282.248	3282.248	3328.199	1815.200

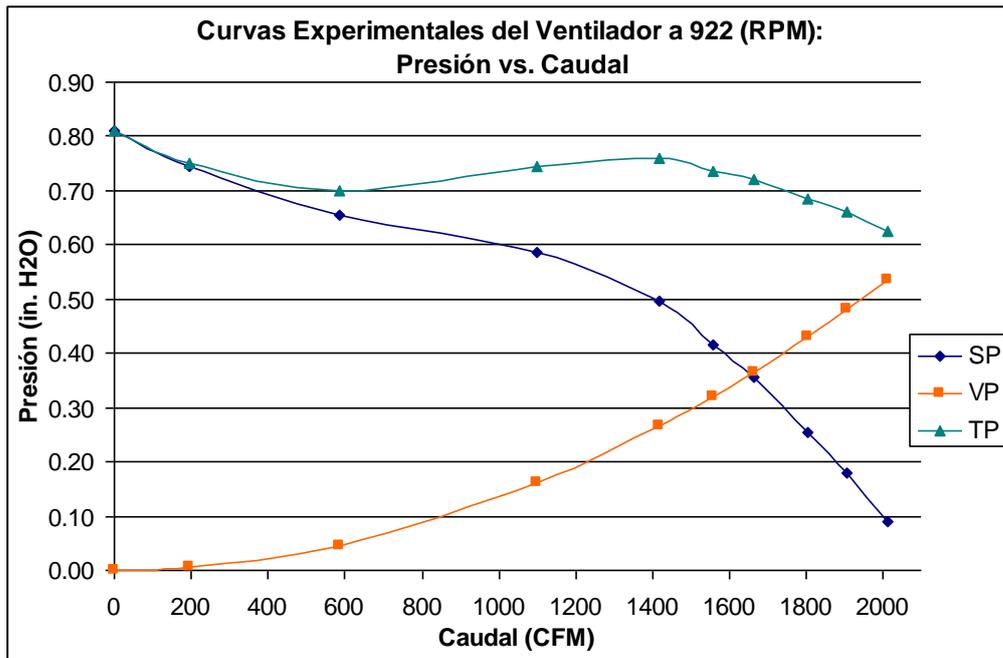


Figura 7.3 Curvas experimentales de SP, VP, y TP a 922 (RPM)

7.2.3.1.1 Análisis de correlación curvas de SP, VP y TP.

Con la ayuda de la hoja electrónica de calculo Excel, se graficaron, en la figura 7.5, la curvas estándar correspondientes a las curvas de SP, VP y TP del ventilador, usando los datos del fabricante. Ver figura 5.5.

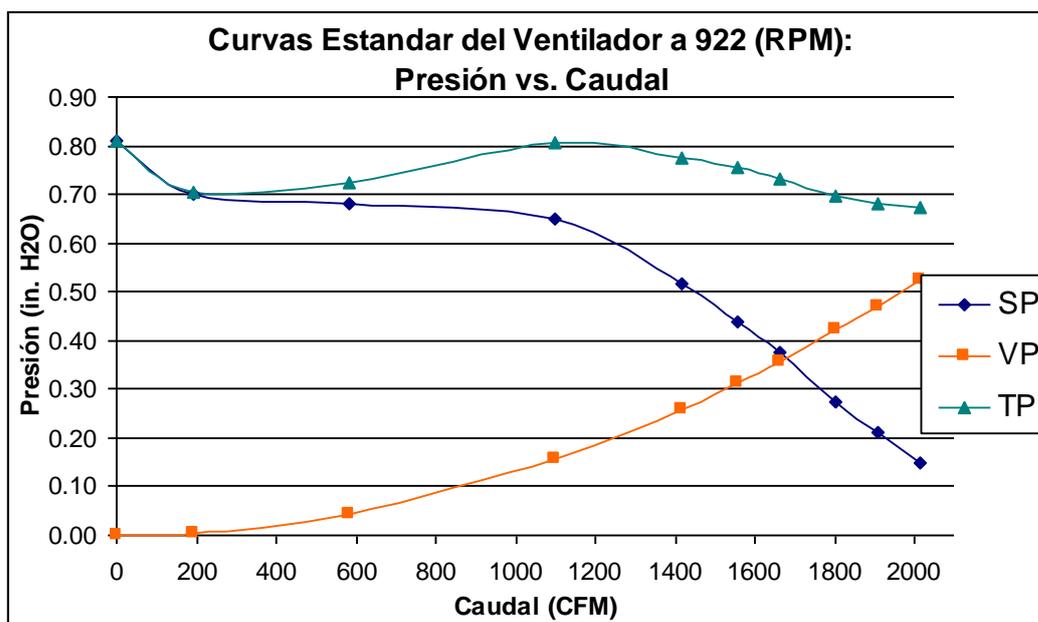


Figura 7.4 Curvas estandar de SP, VP y TP a 922 (RPM)

Utilizando el programa CAPS 2.6 para la elección de ventiladores Greenheck, generamos los valores estándar de la presión estática, dinámica y la presión total en los distintos puntos de caudal ensayados, para obtener el error porcentual entre estas y las experimentales.. Ver tablas 7.8 a, b y c.

Tabla 7.8a Comparación entre presión estática, experimental y estándar.

Caudal (CFM)	SP Experimental (in H2O)	SP Estándar (in H2O)	Error de Exactitud SP (%)
0.000	0.82	0.84	2.38
468.683	0.71	0.67	6.60
1012.470	0.68	0.70	3.36
1269.198	0.63	0.59	6.93
1379.764	0.57	0.54	6.07
1457.193	0.51	0.49	3.12
1530.711	0.46	0.45	1.51
1645.959	0.39	0.39	1.11
1732.647	0.32	0.34	4.79
1815.200	0.25	0.29	12.16

Tabla 7.8b Comparación entre presión dinámica, experimental y estándar.

Caudal (CFM)	VP Experimental (in H2O)	VP Estándar (in H2O)	Error de Exactitud VP (%)
0.000	0.00	0.00	0.00
468.683	0.01	0.03	1.27
1012.470	0.05	0.14	1.27
1269.198	0.16	0.22	1.27
1379.764	0.27	0.26	1.27
1457.193	0.32	0.29	1.27
1530.711	0.37	0.32	1.27
1645.959	0.43	0.37	1.27
1732.647	0.48	0.42	1.27
1815.200	0.54	0.46	1.27

Tabla. 7.8 c Comparación entre presión total, experimental y estándar.

Caudal (CFM)	TP Experimental (in H2O)	TP Estándar (in H2O)	Error de Exactitud TP(%)
--------------	--------------------------	----------------------	--------------------------

0.000	0.810	0.810	2.38
468.683	0.750	0.705	6.26
1012.470	0.700	0.724	3.01
1269.198	0.745	0.807	4.68
1379.764	0.760	0.775	3.66
1457.193	0.735	0.754	1.48
1530.711	0.720	0.733	0.35
1645.959	0.685	0.696	1.19
1732.647	0.660	0.680	2.85
1815.200	0.625	0.674	5.48

Debido a que las curvas fueron comparadas con la curva del fabricante utilizaremos las siguientes fórmulas para el su análisis de regresión y correlación.

Error estándar del estimador:

$$\sigma_{yx} = \sqrt{\frac{\sum (P_{\text{experimental}} - P_{\text{ajustada}})^2}{n - 2}} \quad (7.8)$$

Varianza total en (P):

$$\sigma_y = \sqrt{\frac{\sum (P_{\text{experimental}} - P_{\text{media}})^2}{n - 1}} \quad (7.9)$$

Coefficiente de determinación:

$$R^2 = 1 - \frac{\sigma_{yx}^2}{\sigma_y^2} \quad (7.10)$$

Siendo n el número de datos de prueba tomados.

Tabla 7.9 Resultados del análisis de regresión y correlación de la gráfica de Presión vs. Volumen

	SP	VP	TP
Error estándar del estimador (in. H ₂ O)	0.03045	0.00414	0.03083
Coeficiente de determinación	0.97456	0.99930	0.90977
Coeficiente de correlación %	98.71994	99.96497	95.38199

De los resultados se puede establecer que las curvas de Presión vs. Caudal obtenidas de manera experimental a la velocidad de 922 (RPM), tienen una alta exactitud de los datos obtenidos en la práctica ya que distan muy ligeramente de los datos estándar del fabricante del ventilador, teniéndose los valores mas elevados de error a medida que nos acercamos a la zona de no selección del ventilador y a la zona de descarga libre.

7.2.3.1.2 Análisis de correlación curva de BHP a 922 (RPM).

Usando el dato adicional en la tabla 7.7 que es la potencia consumida por el motor eléctrico podemos construir la curva de (BHP) vs. Caudal.

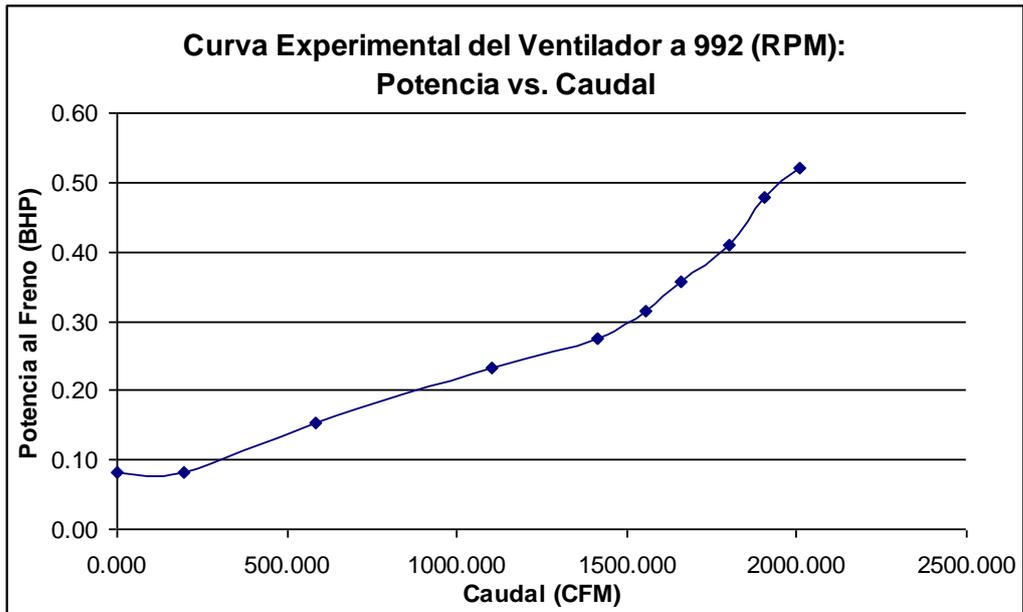


Figura 7.5 Curva experimental de BHP a 922 (RPM)

La curva de potencia al freno estándar o de fabricante, esta incluida en la figura 5.5. y en el anexo A. La curva obtenida a continuación, se grafica con los datos del fabricante, generados usando el programa CAPS 2.6 de Greenheck.

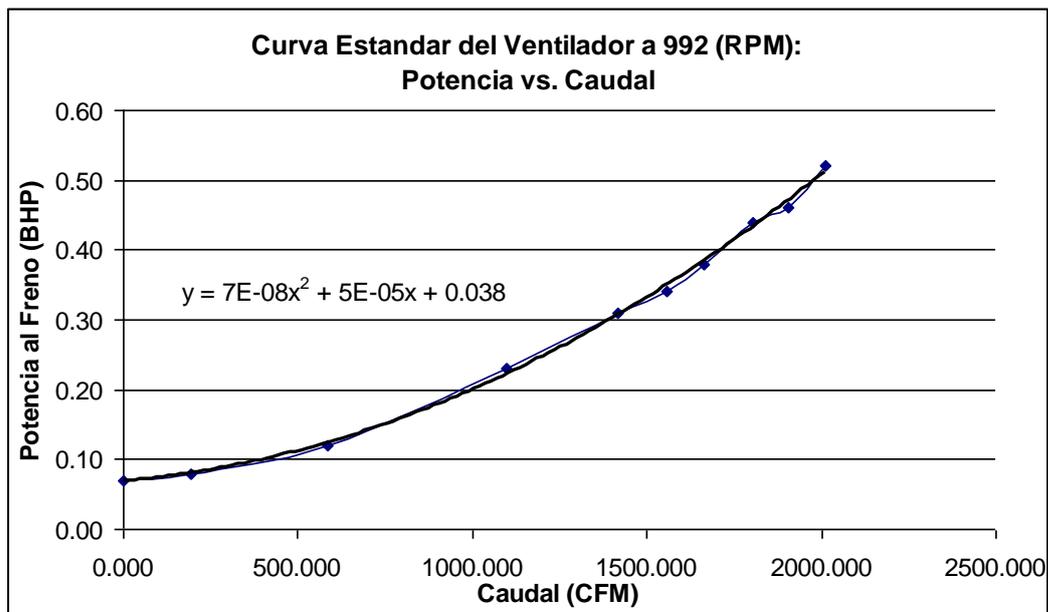


Figura 7.6 Curva estándar de BHP a 922 (RPM)

Utilizando el mismo programa, se generaron los valores estándar de la potencia al freno (BHP) en los distintos puntos de caudal, para compararlos con los obtenidos experimentalmente. Ver tabla 7.10.

Tabla 7.10 Comparación entre BHP experimental y estándar.

Caudal (CFM)	BHP Experimental (hp)	BHP Estándar (hp)	Δ BHP (%)
0.000	0.08	0.07	17.3
468.683	0.08	0.08	2.6
1012.470	0.15	0.12	27.7
1269.198	0.23	0.23	1.2
1379.764	0.27	0.31	11.7
1457.193	0.31	0.34	7.4
1530.711	0.36	0.38	6.4
1645.959	0.41	0.44	6.7
1732.647	0.48	0.46	4.1
1815.200	0.52	0.52	0.0

Con los valores de la tabla 7.10, se obtuvieron los coeficientes resumidos a continuación en la tabla 7.11.

Tabla 7.11 Resultados del análisis de regresión y correlación de la gráfica de BHP a 992.

Error estándar del estimador (hp)	0.02508
Coefficiente de determinación	0.97547
Coefficiente de correlación	98.76567

De la tabla de resultados se puede establecer que la curva de Potencia Requerida vs. Caudal obtenida de manera experimental a la velocidad de

992(RPM), tienen una exactitud considerable sin embargo, el porcentaje de error es mayor debido a que los datos son obtenidos usando instrumentos sin una alta precisión, y se requiere de una gráfica para obtener los datos de torque.

7.2.3.2 Análisis de resultados práctica familia de curvas a 863 (RPM)

Para el análisis de los resultados de la práctica a la velocidad de 863 se tomaron en cuenta todas las consideraciones hechas para la velocidad de 992, por lo que para este régimen de operación solo se presentaran las graficas y tablas de resultados directamente.

Tabla 7.12 Resultados práctica curvas del ventilador a 863 (RPM)

N°	Perd SP (in. H2O)	SP corr (in. H2O)	VP (in. H2O)	TP corr (in. H2O)	Torque (lb-in)	BHP (hp)	V _{0,5D} (FPM)	V _{Media} (FPM)	Q (FPM)
1	0.00	0.54	0.00	0.54	1.5	0.04	0.000	0.000	0.000
2	0.02	0.47	0.02	0.49	3.0	0.08	691.959	701.646	382.678
3	0.07	0.47	0.11	0.58	5.6	0.15	1622.787	1645.506	897.459
4	0.10	0.44	0.15	0.59	7.5	0.21	1895.007	1921.537	1048.006
5	0.11	0.41	0.17	0.58	7.5	0.21	2017.389	2045.632	1115.688
6	0.13	0.37	0.20	0.57	8.5	0.23	2188.165	2218.800	1210.133
7	0.16	0.35	0.23	0.58	8.5	0.23	2346.546	2379.397	1297.723
8	0.17	0.31	0.26	0.57	10.0	0.27	2494.892	2529.821	1379.764
9	0.18	0.27	0.28	0.55	10.0	0.27	2589.072	2625.319	1431.849
10	0.20	0.24	0.30	0.54	12.9	0.35	2679.944	2717.463	1482.105

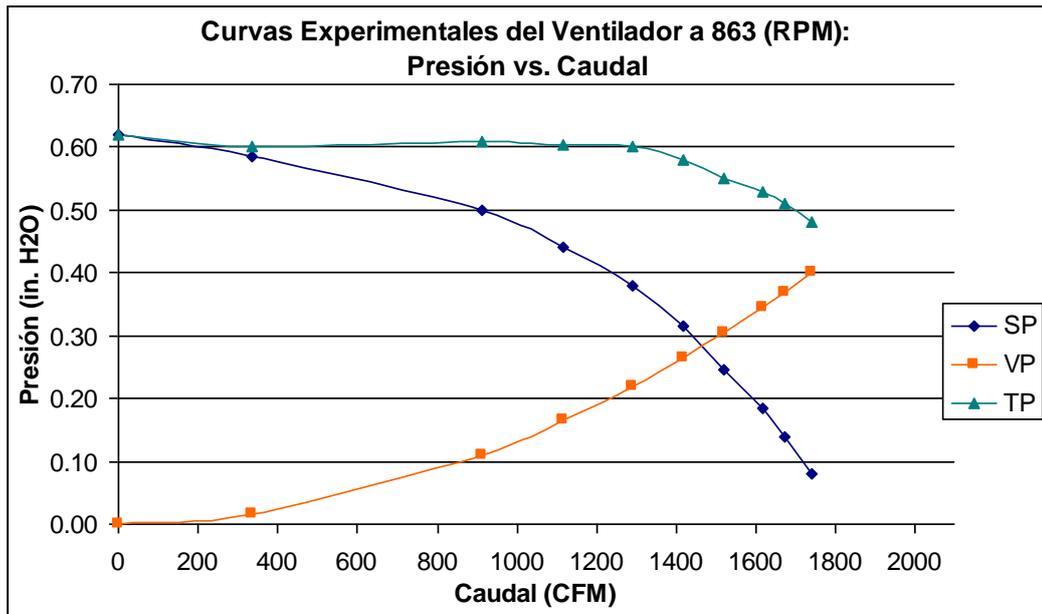


Figura 7.7 Curvas experimentales de SP, VP, y TP a 863 (RPM)

7.2.3.2.1 Análisis de correlación curvas de SP, VP y TP.

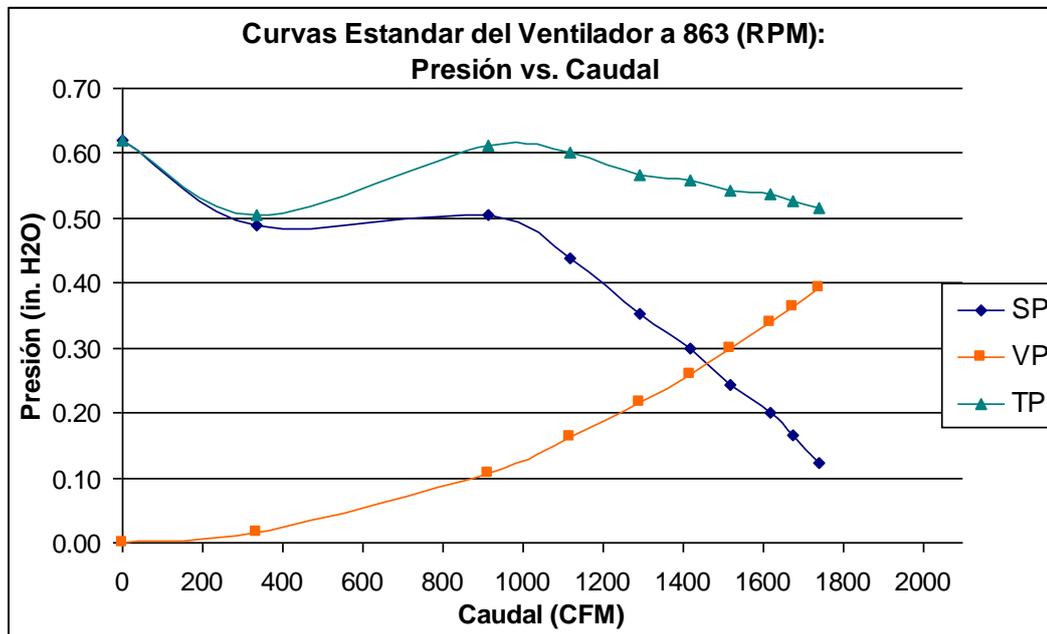


Figura 7.8 Curvas estándar de SP, VP y TP a 863 (RPM)

Tabla 7.13a Comparación entre presión estática, experimental y estándar.

Caudal (CFM)	SP Experimental (in H2O)	SP Estándar (in H2O)	Error de Exactitud SP (%)
--------------	--------------------------	----------------------	---------------------------

0.000	0.54	0.60	10.00
382.678	0.47	0.51	8.82
897.459	0.47	0.53	9.56
1048.006	0.44	0.47	5.85
1115.688	0.41	0.44	6.53
1210.133	0.37	0.40	7.20
1297.723	0.35	0.36	3.14
1379.764	0.31	0.33	3.82
1431.849	0.27	0.30	9.13
1482.105	0.24	0.27	10.63

Tabla 7.13b Comparación entre presión dinámica, experimental y estándar.

Caudal (CFM)	VP Experimental (in H ₂ O)	VP Estándar (in H ₂ O)	Error de Exactitud VP (%)
0.000	0.00	0.00	0.00
382.678	0.02	0.02	1.27
897.459	0.11	0.11	1.27
1048.006	0.15	0.15	1.27
1115.688	0.17	0.17	1.27
1210.133	0.20	0.20	1.27
1297.723	0.23	0.23	1.27
1379.764	0.26	0.26	1.27
1431.849	0.28	0.28	1.27
1482.105	0.30	0.30	1.27

Tabla 7.13c Comparación entre presión total, experimental y estándar.

Caudal (CFM)	TP Experimental (in H ₂ O)	TP Estándar (in H ₂ O)	Error de Exactitud TP (%)
0.000	0.54	0.60	10.00
382.678	0.49	0.53	8.53
897.459	0.58	0.64	8.11
1048.006	0.59	0.62	4.72
1115.688	0.58	0.61	5.05
1210.133	0.57	0.61	5.21
1297.723	0.58	0.59	2.40
1379.764	0.57	0.59	2.68
1431.849	0.55	0.58	5.30
1482.105	0.54	0.57	5.66

Tabla 7.14 Resultados del análisis de regresión y correlación de la gráfica de presión vs. volumen a 863 (RPM)

SP	VP	TP
----	----	----

Error estándar del estimador (in. H ₂ O)	0.03936	0.00285	0.04119
Coefficiente de determinación	0.90368	0.99928	0.86058
Coefficiente de correlación	95.06184	99.96409	92.76721

De los resultados se puede establecer que las curvas de Presión vs. Caudal obtenidas de manera experimental a la velocidad de 863 (RPM), tienen una exactitud considerable con respecto de los datos estándar del fabricante del ventilador.

A pesar de los altos índices ya mencionados, se nota que en el rango inferior a 500 (CFM) las tomas de datos tienen márgenes de error mayores pero aceptables debido a que se encuentran dentro de la zona de comportamiento inestable del ventilador.

7.2.3.2.2 Análisis de correlación curva de BHP a 863 (RPM).

Usando el dato adicional en la tabla 7.5 que es la potencia consumida por el motor eléctrico podemos construir la curva de (BHP) vs. Caudal.

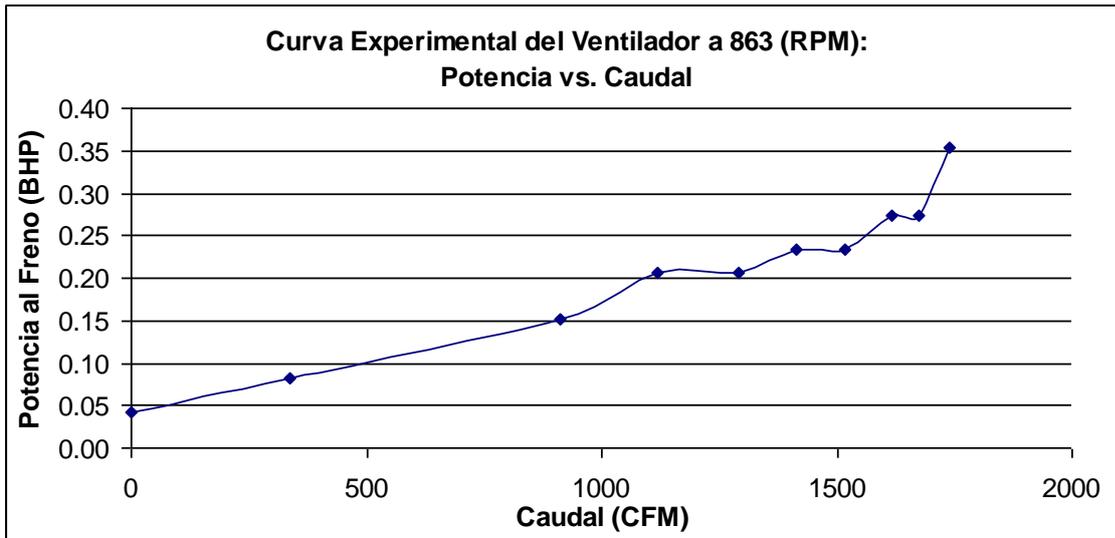


Figura 7.9 Curva experimental de BHP a 863 (RPM)

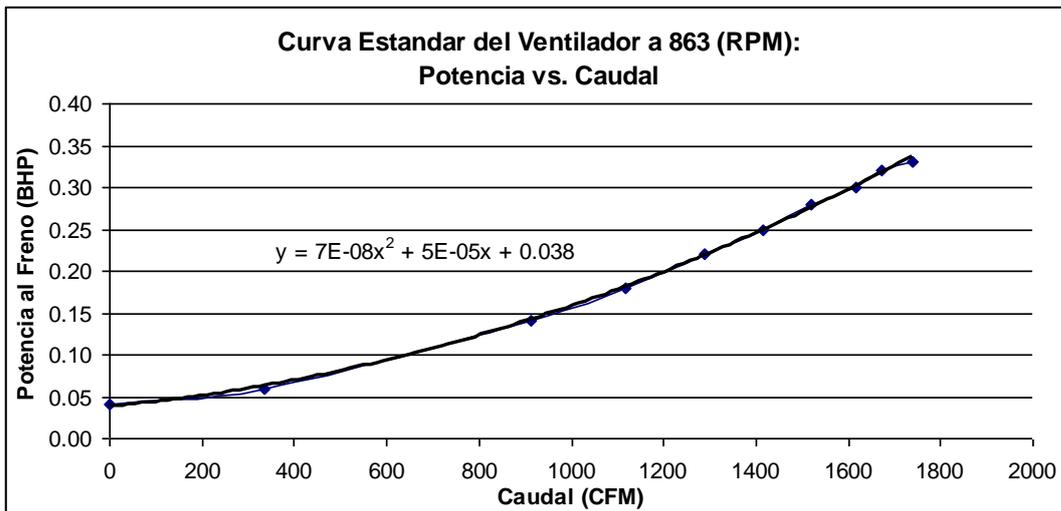


Figura 7.10 Curva estándar de BHP a 863 (RPM)

Tabla 7.15 Comparación entre BHP experimental y estándar.

Caudal (CFM)	BHP Experimental (hp)	BHP Estándar (hp)	Error de Exactitud BHP (%)
0.000	0.04	0.04	2.6
382.678	0.08	0.06	36.9
897.459	0.15	0.14	8.8
1048.006	0.21	0.18	14.0
1115.688	0.21	0.19	8.0
1210.133	0.23	0.21	10.8
1297.723	0.23	0.23	1.2

1379.764	0.27	0.24	14.0
1431.849	0.27	0.26	5.3
1482.105	0.35	0.27	31.2

Tabla 7.16 Resultados del análisis de regresión y correlación de la gráfica de BHP a 863 (RPM)

Error estándar del estimador (hp)	0.03612
Coefficiente de determinación	0.84957
Coefficiente de correlación	92.17195

De la tabla de resultados se puede establecer que la curva de Potencia Requerida vs. Caudal obtenida de manera experimental a la velocidad de 863 (RPM), tienen una exactitud considerable, y al igual que su similar a 992 (RPM), el porcentaje de error es mayor debido a que los datos son obtenidos usando instrumentos sin una alta precisión, y se requiere de una gráfica para obtener los datos de torque.

7.3 EVALUACIÓN DE CUMPLIMIENTO DE OBJETIVOS DE LAS PRÁCTICAS.

Durante la realización de las prácticas se pudo constatar la importancia de corroborar con ensayos los principios de funcionamiento de los ventiladores, de manera que los objetivos generales de las prácticas que pretenden relacionar al alumno con los fundamentos de la ventilación mecánica son ampliamente cumplidos con el uso del banco.

Con respecto a los objetivos específicos de cada práctica, estos plantean la obtención de manera experimental del Perfil de Velocidades a lo largo del diámetro, mismo que está diagramado en la figura 7.1, dos juegos de curvas de Presión vs. Caudal a regímenes de velocidad del rotor distintos, mostrados en las figuras 7.2 y 3, y las curvas de Potencia vs. Caudal para ambos regímenes de velocidad, ver figuras 7.4 y 7.5. Dichos objetivos son satisfactoriamente cumplidos en la sección 7.2. del documento.

Al comparar las curvas de SP, VP y TP a las dos velocidades de trabajo con sus equivalentes a condiciones estándar, ver figuras 7.2, 3 y 6, se puede notar claramente las similitudes, dado que sus coeficientes de correlación son altos y el error porcentual es bajo.

Cabe anotar además que las mayores diferencias están en la zona de trabajo inestable, a la izquierda de la línea de límite de selección, debido al apareamiento de velocidades negativas en ciertas capas del flujo.

En cuanto a las curvas de potencia requerida estas presentan una falta de uniformidad con algunos puntos alejados de la recta de ajuste debido a la precisión del instrumento usado, en este caso la pinza amperimétrica, y al uso de curva experimental para la objeción del torque.

CAPÍTULO 8

ANÁLISIS ECONÓMICO Y FINANCIERO

8.1 COSTOS DE CONSTRUCCIÓN.

Los costos de construcción han sido divididos en tres grupos, para detallar mejor los elementos utilizados en la construcción con su respectivo precio. Los tres grupos corresponden al ventilador y conductos, a las mesas de soporte, y al sistema de control e instrumentos.

Por lo tanto, el sistema de ventilador y conductos tiene un costo total de mil ciento cuarenta y uno con 40/100 dólares americanos. Las mesas soporte tienen un costo total de ochenta con 10/100 dólares americanos. El sistema de control e instrumentos tiene costo total de doscientos treinta con 50/100 dólares americanos. Es decir que el costo final de todo el conjunto es mil cuatrocientos cincuenta y tres dólares americanos, los cuales fueron cubiertos por los realizadores del proyecto y serán donación para el laboratorio de energías.

Las tabla 8.1, 2 y 3 muestran en detalle el costo de cada material empleado en cada uno de los tres subgrupos.

Tabla 8.1 Costos de construcción del ventilador y conductos.

Material	Cantidad	Costo Unitario (\$)	Costo Total (\$)
Ventilador	1	850.00	850.00
Cubierta de ventilador	1	40.00	40.00

Cubierta de succión	1	20.00	20.00
Transición de cuadrado a redondo	1	60.00	60.00
Conductos	3	40.00	120.00
Bridas	6	4.00	24.00
Damper	1	20.00	20.00
Soporte	1	5.00	5.00
Pernos ¼" X 1"	12	0.20	2.40
Costo Total del Ventilador y Conductos			1141.40 \$

Tabla 8.2 Costos de construcción de las mesas para soporte de ventilador y conductos

Material	Cantidad	Costo Unitario (\$)	Costo Total (\$)
Tubo cuadrado 1 ½"	3	14.50	43.50
Electrodo 6011	1	2.80	2.80
Panel MDF	1	20.50	20.50
Pintura negro mate	¼	15.00	3.75
Pintura café	¼	15.00	3.75
Pintura de fondo	¼	16.80	4.20
Pernos 5/16 " X 2 ½ "	8	0.20	1.60
Costo Total de Mesas Soporte			80.10 \$

Tabla 8.3 Costos de construcción del sistema de control e instrumentos

Material	Cantidad	Costo Unitario (\$)	Costo Total (\$)
Tubo Pitot	1	100.00	100.00
Manómetros	2	50.00	100.00
Cable AWG bifásico # 12	10	1.20	12.00
Botonera ON/OFF	1	10.00	10.00
Braker 15A	1	7.00	7.00
Enchufe	1	1.50	1.50
Cinta aislante	1	1.00	1.00
Costo Total de Mesas Soporte			231.50 \$

8.2 ANÁLISIS ECONÓMICO.

El precio del banco de pruebas de ventilación industrial construido para el laboratorio de energías de la ESPE es de 2003 dólares, tal como se ve en la tabla siguiente.

Tabla 8.4 Costo total del banco de pruebas de ventilación industrial

Costo banco de pruebas de ventilación industrial	
Nº horas de ingeniería	100.00
Nº personas	2.00
Costo de hora de ingeniería USD.	2.50
Costo de ingeniería	500.00
Número de horas máquina	10.00
Costo de hora máquina USD.	5.00
Costo por máquinas USD.	50.00
COSTO TOTAL ING., MAQ. USD.	550.00
Costo de materiales USD.	1,453.00
COSTO TOTAL DEL BANCO USD	2,003.00

8.3 ANÁLISIS FINANCIERO.

Este análisis permite determinar la relación costo – beneficio del proyecto, así como el tiempo de recuperación de la inversión.

Se ha tomado en cuenta el número de estudiantes que utilizan el laboratorio, el costo de cada crédito, el número de créditos y el número de prácticas que se realizarán con el proyecto; estos parámetros determinan el ingreso.

Para la determinación del egreso se considera el número de profesores que dicta las materias, el costo por hora que reciben los mismos y el número de horas de laboratorio.

Bajo estos parámetros, la relación beneficio-costos es del 12.25%, lo que indica que el proyecto es excelente, ya que este valor tiene que ser mayor que 1. Así mismo, el tiempo de recuperación de la inversión es de 7 semestres (3.5 años), sabiendo que el tiempo de recuperación ideal es de 3 a 5 años, se puede concluir que el proyecto es aceptable. Estos datos se pueden observar en la tabla 8.5 y en la figura 8.1.

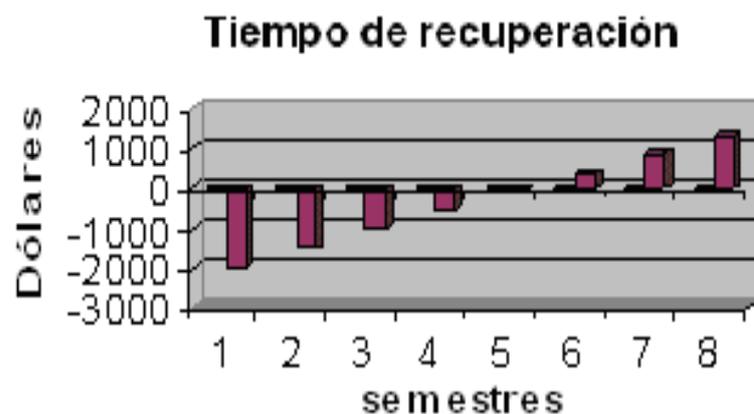


Figura 8.1 Tiempo de recuperación de la inversión.

Tabla 8.5 Análisis financiero.

No. horas máquina	10.00	No. alumnos	10.00
Costo hora máquina	5.00	No. de créditos laboratorio	2.00
Costo por máquina	50.00	Costo por crédito USD.	25.00
COSTO TOTAL ING. MAQ.	550.00	Ingreso:	500.00
Costo materiales	1453.00		
		No. de profesores A/C	2.00
		Costo hora profesor USD.	5.60
		No. de horas de trabajo	2.00
		Otros	0.00
		Egreso:	22.40
COSTO TOTAL USD.	2,003.00		

Tabla 8.5 Análisis financiero (Continuación)

SEMESTRE	INVERSIÓN	INGRESOS	EGRESOS	i=%	15
				F.F.N.	VAN
0	2003	0	0	-2003	-2003,0000
1	0	500	22,4	477,6	415,5120
2	0	500	22,4	477,6	361,0656
3	0	500	22,4	477,6	314,2608
4	0	500	22,4	477,6	273,1872
5	0	500	22,4	477,6	237,3672
6	0	500	22,4	477,6	206,3232

7	0	500	22,4	477,6	179,5776
					0,0000

TIR= 15 %

Tabla 8.5 Análisis financiero (Continuación)

i=	20	20			
Semestres	Eg. Act.	Ing. Act	Eg. Acu.	Ing. Acu.	Dif. Acumul.
0	0	0	-2003	0	-2003
1	18,6592	416,5	-2025,4	500	-1525,4
2	15,5456	347	-2047,8	1000	-1047,8
3	12,9696	289,5	-2070,2	1500	-570,2
4	10,7968	241	-2092,6	2000	-92,6
5	9,0048	201	-2115	2500	385
6	7,504	167,5	-2137,4	3000	862,6
7	6,2496	139,5	-2159,8	3500	1340,2
suma=	80,7296	1802			

Relación Beneficio/ Costo= 22,30%

CAPÍTULO 9

CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

9.1 CONCLUSIONES.

- La ventilación mecánica es una área de gran interés en la industria, debido a los estándares de calidad cada vez más elevados, que incluyen normas que regulan la ventilación de sus plantas y laboratorios industriales.
- Los ventiladores son equipos impulsores de gases, principalmente aire, en los que el fluido es considerado como adiabático, incompresible, libre de humedad y de partículas.
- Los ventiladores y bombas centrifugas se consideran turbomaquinas homologas y están matemáticamente definidos por las mismas ecuaciones de Euler.
- Los parámetros de una correcta ventilación para cualquier tipo de espacio, se encuentran estandarizados en las diferentes normas, mismas que se centran en la velocidad del flujo y el número de cambios de la masa de aire que el recinto recibe por unidad de tiempo.
- El efecto sistema sobre un ventilador debe ser considerado en cualquier tipo de instalación, ya que altera significativamente el desempeño de la misma.
- La obtención de la familia de curvas de presión vs. caudal, a velocidades constantes, de un ventilador de manera experimental es la única forma de entender a plenitud el desempeño de un equipo impulsor de aire cuando sus condiciones de carga varían.
- La obtención de las familias de curvas presión vs. caudal, a potencia constante, de un ventilador requiere de instrumentos y accesorios de alto costo, que no justifican el beneficio que el alumno pueda recibir al experimentar con ellas.
- La construcción del banco usando instrumentos de tipo portátil, como es el caso del tubo pitot, micro manómetros, y pinza amperimétrica permite

que sus elementos sean reutilizables en otras aplicaciones en el laboratorio.

- La potencia al freno entregada por un motor eléctrico es una característica particular del mismo, y su relación con la potencia de entrada no es lineal. Es por esto que para establecerla se empleo un banco de pruebas del laboratorio de maquinas eléctricas de de la facultad de electrónica.
- El ajuste de la banda y la alineación de las poleas son factores determinantes para tomar datos correctamente, ya que alteran el valor de la corriente consumida por el motor y la potencia trasferida por el mismo.
- El tubo pitot debe ser insertado perpendicular al flujo para tener el menor porcentaje de error al momento de tomar datos de presión.
- La longitud efectiva es la distancia a la cual el flujo se desarrolla por completo, es decir su perfil de velocidades es simétrico al interior del ducto, sin embargo en la practica las fórmulas ofrecidas por ASHRAE son afectadas por la geometría del acople ducto-ventilador para el desarrollo del perfil.
- El tipo de manómetros empleado se ve afectado por la falta de horizontalidad de la superficie en la que se asientan.
- Los resultados de las pruebas realizadas con el banco muestran bajos porcentajes de error, con lo que se demuestra que el diseño y la construcción del banco fueron correctos.

9.2 RECOMENDACIONES.

- La Escuela Politécnica del Ejército debe fomentar en los futuros ingenieros el interés por la ventilación industrial como área de

especialización debido a la creciente demanda de profesionales capacitados en la misma.

- Si el flujo de aire a través de un equipo impulsor es considerado termodinámicamente inestable, es mejor que este sea tratado como un compresor y no como un ventilador, para poder contabilizar todos los efectos de los cambios de energía.
- El uso de las ecuaciones de Euler para ventiladores y bombas centrifugas se debe complementar en la practica mediante el uso de los factores de número finito de aspas, factores de choque, y forma del caracol.
- Es necesario que la FIME se relacione más ampliamente con organismos de estandarización como el ASHRAE y el AMCA ya que los mismos publican las normas que regulan a los sistemas de ventilación, aire acondicionado y calefacción.
- Antes de seleccionar un ventilador para cualquier aplicación se debe evaluar no solo las perdidas que ocurran por efecto de la ducteria, si no que se deben evaluar también las perdidas producto de la geometría de las conexiones de succión y descarga del equipo.
- Se debe estudiar de manera detallada la teoría de los ventiladores antes de utilizar el banco, de manera que se obtenga el mayor provecho al realizar las prácticas.
- Si el laboratorio desea incluir en las prácticas que se realizan con el banco motivo de este estudio, a la familia de curvas de potencia, deberá adquirir un variador de velocidad de 1hp para acoplarlo al motor con el que cuenta el ventilador.
- Es necesario que los instrumentos sean retirados del banco después de cada práctica para evitar que estos sean extraviados.

- Para calcular la potencia al freno en el eje del ventilador, se necesita a más de la potencia al freno del motor eléctrico, asignar un factor de pérdidas en la transmisión por bandas.
- Antes de empezar las practicas con el banco se deberá verificar la alineación y templado de la banda.
- Al momento de ajustar el tubo pitot a las distintas profundidades de inserción debemos cerciorarnos de que este totalmente recto, para no afectar a las mediciones de presión, especialmente a la de presión dinámica.
- Los micro manómetros deben ser colocados sobre una meza totalmente horizontal y sin vibraciones.
- Se debe dar el mayor uso posible al banco de pruebas motivo de este estudio, ya que el beneficio que el alumno de asignaturas como, mecánica de fluidos, turbomáquinas, y ventilación mecánica puede recibir, será altamente valorado en su práctica profesional.

Sangolquí, 2006-04-18