ÍNDICE

Pág.

INTRODUCCIÓN 3-8

OBJETIVO 8

DESARROLLO TEÓRICO ..... 8 - 16

DISEÑO DEL PROTOTIPO ..... 17 - 19

SELECCIÓN DEL EQUIPO ..... 19 - 25

COTIZACIONES ..... 26 - 32

CONCLUSIONES 33

BIBLIOGRAFÍA 34

CONCLUSIONES

Cuando se realiza un diseño, se encamina principalmente para resolver problemas o por lo menos hacer más fáciles las tareas de los individuos, en el caso del banco de pruebas para ventiladores tipo jaula de ardilla, el diseño esta encaminado para realizar pruebas y determinar el comportamiento de los ventiladores.

Para realizar el diseño, se debe de considerar primeramente el medio en el que trabajará el sistema como son; condiciones ambientales (temperatura, presión, condiciones de humedad), cantidad de espacio con que se cuenta, medios eléctricos, condiciones de seguridad, medios económicos etc. Una vez identificadas todas las características del diseño, se define una pieza del sistema para tomarla como punto de partida, en base a esta pieza se comienzan a realizar los cálculos necesarios para ir adquiriendo todas las piezas que se requieran en el diseño.

Debido al diseño que se realizó fue necesario adaptarlo al laboratorio de termofluidos, y se tomo como punto de partida la potencia del motor, con este dato se comenzaron los cálculos, debido a los resultados obtenidos fue necesario cambiar el elemento que se había tomado como punto de partida, esto indica que en un diseño esta sujeto a diversos cambios conforme se trabaja en él.
Se debe tener especial cuidado el los cálculos que se realicen, ya que de estos resultados depende el funcionamiento del equipo, de lo contrario se tendrá que volver a diseñar el sistema, lo cual implica inversiones mayores.

JGL Controls International, S.A. de C.V.

EFICIENCIA Y PRODUCTIVIDAD A TRAVES DE LA AUTOMATIZACION

UNAM

At'n.: *Ing. Adel Paz Hernandez*

FECHA 28-Mar-01
NREF.: JGL-096/01

Estimado Ing. Paz:

Por medio de la presente me permito enviarle nuestra cotización de los equipos que amablemente nos solicito:

PART	CANT		DESCRIPCION	P.U.USD	P.T.USD
1	1		**MEDIDOR MAGNETICO PARA AGUA RESIDUAL**	$3,764.00	$3,764.00
		MODELO:	MAG-3100 LW- 083Z8608/ MAG5000 083H5001		
		MARCA:	DANFOSS.		
			CARACTERISTICAS:		
			Precisión: 0.5 % de la lectura		
			Tamaño de tuberia: 8 "		
			Revestimiento: Neopreno		
			Conexión: Bridada en acero al carbon ANSI 150# R.F.		
			Electrodos. Acero inoxidable 316		
			Electrodos de tierra: Acero inoxidable 316		
			Electronica: Integral al medidor		
			Alimentación: 115-230 Vac		
			Tipos de salidas. mA, Hz ó pulsos		
			Cubierta electronica: Nema 4X		

CONDICIONES COMERCIALES

1.- Vigencia: 15 Dias
2.- **Pago: 50% Anticipo, Saldo contra aviso de embarque a nuestras oficinas**
3.- Precios: Precios en us dolares, facturados y pagados en US dolares
4.- L.A.B. Nuestras oficinas en Edo. De Mexico
5.- Tiempo de entrega: 6 - 8 semanas a partir de que se reciba su orden de compra y anticipo
6.- **No se acepta cancelación una vez aceptado su pedido.**
7.- Al ser favorecidos con su orden de compra favor de emitirla a nombre de:
JGL Controls International, S.A. de C.V. At'n: Ing. Gabriel Zamora M.

Sin mas por el momento y en espera de sus pronta respuesta, le saluda

Ing. Ricardo Montes L.

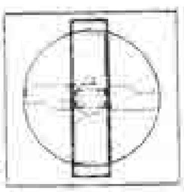
Cerro del Ajusco No. 13 Desp. 207
Col. Los Pirules
Tlalnepantla, Edo. de México
C.P. 54040 México

Visite nuestra página web: www.jgl.com.mx

Tels.: (5) 370-1170
y 379-0118
Fax: (5) 370-1068
E-mail: jgl@jgl.com.mx

TURBO Extractor Atmosférico Industrial

Rejillas de Paso de Aire



Turbo Inyector Electrico Axial

TURBO Hongo Extractor Eléctrico

Ventilador Centrifugo

VentDepot

Todo en Ventilación, S.A. de C.V.

Tiempos de Entrega

Tiempo en dias hábiles:

Atmosféricos de 2 a 12
Centrifugos de 5 a 15
Axiales de 3 a 13
Cortinas de 5 a 15
Campanas de 5 a 15
Accesorios de 5 a 15
Louvers de 3 a 16
Hongos de 3 a 15
Tubulares de 5 a 15
Equipos Especiales de 15 a 25
Rejillas de 5 a 12
HelicoCentrifugos de 5 a 15
Calefactores de 8 a 20
Ductos de de 7 a 17
Reflectivos de 3 a 6
Materiales Electricos y de Montaje de 3 a 8
Ventiladores de 5 a 15
Filtros de 6 a 15
Impermeabilización de 3 a 6
Mano de Obra para Montaje: Variable según grado de complejidad

Forma de Pago

Deposito Bancario: TurboVentiladores S.A. de C.V. en Banamex, Cuenta No. 490896-9, Sucursal 458.
Cheque Nominativo: A nombre de TurboVentiladores S.A. de C.V., en caso de que el cheque sea devuelto, causará el 20% de recargo sobre el total de la factura más IVA, de acuerdo al Art. 193 de la Ley General de Titulos y Operaciones.
Vigencia de la cotización = 10 (diez) dias calendario.
Importante: Este proyecto se puede realizar de forma parcial, en coordinación con nuestro Departamento de Ingeniería y Proyectos, de acuerdo a sus necesidades.
Estimado Cliente: Una vez que Usted apruebe la obra o sistema de ventilación, siempre es posible que pueda surgir algún imprevisto que no se haya contemplado al realizar el montaje y/o cotización. De forma inmediata se le notificará por escrito el costo que pudiera resultar en la variación del sistema. **Atte. Dirección Comercial**

En caso de cualquier duda o aclaración, estamos a sus órdenes. Sin más por el momento esperamos su respuesta. ¡Cordiales saludos!

Atentamente,
VentDepot[MR], Todo en Ventilación

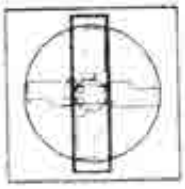
Firma del Cliente	Ing. Hiario Granillo Daza	Ing. Julio Delgado
Si acepto los términos descritos. Favor de regresar via fax a la sucursal correspondiente.	Departamento de Ingeniería y Proyctos Sucursal: Mexico	Director Comercial

NOTA: Favor de enviar datos fiscales para facturación y datos para suministro de los equipos.

100% Aluminio

TURBO Extractor Atmosférico Industrial

Rejillas de Paso de Aire



Turbo Inyector Eléctrico Axial

TURBO Hongo Extractor Eléctrico

Ventilador Centrifugo

VentDepot

Todo en Ventilación, S.A. de C.V.

Referencia: 10141 HGD. 20 de Marzo del 2001
Empresa:, S.A. de C.V.
At'n.: Sr Abel Paz
Calle y No.:
Colonia: Municipio o Deleg:
Estado: Código Postal:
Tel: ( ) Fax: ( )

Gracias por su interés en nuestros productos **TurboVentiladores**[MR] **VentDepot**[MR]. Productos hechos con la más alta calidad. Nuestras cotizaciones están seccionadas en tres, de acuerdo a sus necesidades: Suministro, Montaje y/o Instalación Eléctrica, cada sección tiene sus propias políticas de pago. Esto se hace para darle un mejor servicio

Cotización del SUMINISTRO de Equipo

Cant.	Modelo y/o Clave	Descripción	Precio Unitario	Importe
1	ECE-006	**Suministro** de TurboCentrifugo[MR] ExtraBlower[MR] VentDepot[MR] Desarrolla una velocidad de hasta **1725 RPM con capacidad de hasta 2600 m³ / hr de aire, peso de 22 kgs., 3/4 HP, 220/440 Volts, 3.2/1.6 A., 63 dB.** Más Info. en Internet www.ventdepot.com/mexico/equiposyproductos/centrifugos/	$ 4,473.40	$ 4,473.40
			Sub-Total	$ 4,473.40
			-5% desc.	$ -223.67
			Sub-Total 2	$ 4,249.73
			+15% IVA	$ 637.46
			TOTAL	$ 4,887.19

Términos de Venta

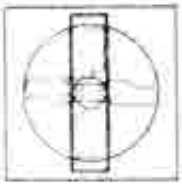
	Local*		Foráneo**	
	Anticipo	Finiquito COD	Anticipo	Finquito COD
Suministro, Montaje e Instalación Electrica.	80%	20%	85%	15%
Suministro y Montaje.	75%	25%	80%	20%
Unicamente Suministro.	50%	50%	100%	-

*Se considera Local: Distrito Federal y Guadalajara.
**En caso foráneo los equipos serán entregados a la empresa tranportista de su preferencia por concepto de ocurre.

100% Aluminio

TURBO Extractor Atmosférico Industrial

Rejillas de Paso de Aire



Turbo Inyector Eléctrico Axial

TURBO Hongo Extractor Electrico

Ventilador Centrifugo

VentDepot

Todo en Ventilación, S.A. de C.V.

Términos de Venta

	Local*		Foráneo	
	Anticipo	Finiquito COD	Anticipo	Finiquito COD
Suministro, Montaje e Instalación Electrica.	80%	20%	85%	15%
Suministro y Montaje.	75%	25%	80%	20%
Unicamente Suministro.	50%	50%	100%	-

*Se considera Local: Distrito Federal y Guadalajara

**En caso foráneo los equipos serán entregados a la empresa tranportista de su preferencia por concepto de ocurre.

Tiempos de Entrega

Tiempo en dias hábiles:

Atmosféricos de 2 a 12
Centrífugos de 5 a 15
Axiales de 3 a 13
Cortinas de 5 a 15
Campanas de 5 a 15
Accesorios de 5 a 15
Louvers de 3 a 18
Hongos de 3 a 15
Tubulares de 5 a 15
Equipos Especiales de 15 a 25
Rejillas de 8 a 12
HelicoCentrifugos de 5 a 15
Calefactores de 8 a 20
Ductos de de 7 a 17
Reflectivos de 3 a 6
Materiales Electricos y de Montaje de 3 a
Ventiladores de 5 a 15
Filtros de 6 a 15
Impermeabilización de 3 a 6
Mano de Obra para Montaje Variable segun grado de complejidad

Forma de Pago

Depósito Bancario TurboVentiladores S.A. de C.V. en Banamex. Cuenta No. 490896-9, Sucursal 451

Cheque Nominativo A nombre de TurboVentiladores S.A. de C.V., en caso de que el cheque sea devuelto, causará el 20% de recargo sobre el total de la factura mas IVA, de acuerdo al Art. 193 de la Ley General de Títulos y Operaciones.

Vigencia de la cotización = 10 (diez) días calendario.

Importante: Este proyecto se puede realizar de forma parcial, en coordinación con nuestro Departamento de Ingeniería y Proyectos, de acuerdo a sus necesidades.

Estimado Cliente: Una vez que Usted apruebe el sistema de ventilación, siempre es posible que pueda surgir algún imprevisto que no se haya considerado al realizar el montaje y/o cotización. De forma inmediata se le notificará por escrito el costo que pudiera tener la ejecución del sistema. **Atte. Dirección Comercial**

En caso de cualquier duda o aclaración, estamos a sus ordenes. Sin más por el momento esperamos su respuesta. ¡Cordiales saludos!

Atentamente,

VentDepot Todo en Ventilación

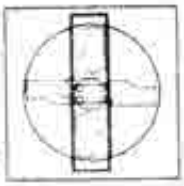
Firma del Cliente		Ing. Julio [illegible]gado
Si, acepto los terminos descritos. Favor de regresar vía fax a la sucursal correspondiente.	Ing. Eduardo Granillo Daza Departamento de Ingeniería y Proyctos Sucursal: México	Director Comercial

NOTA: Favor de enviar datos fiscales, dirección y datos para suministro de los equipos.

100% Aluminio

TURBO Extractor Atmosférico Industrial

Rejillas de Paso de Aire



Turbo Inyector Eléctrico Axial

TURBO Hongo Extractor Electrico

Ventilador Centrifugo

VentDepot

Todo en Ventilación, S.A. de C.V.

Referencia: 10114 HGD. 05 de MARZO del 2001
Empresa: UAM, S.A. de C.V.
At'n.: *Sr. AVEL PAZ*
Calle y No.: AV SAN PABLO N 180
Colonia: Reynosa Tamaulipas **Municipio o Deleg:** Azcapotzalco
Estado: D:F **Código Postal:**
Tel: ( ) 53582230 **Fax:** ( )

Gracias por su interés en nuestros productos **TurboVentiladores**[MR] **VentDepot**[MR]. Productos hechos con la más alta calidad. Nuestras cotizaciones están seccionadas en tres, de acuerdo a sus necesidades. Suministro, Montaje y/o Instalación Eléctrica, cada sección tiene sus propias políticas de pago. Esto se hace para darle un mejor servicio.

Cotización del SUMINISTRO de Equipo

Cant.	Modelo y/o Clave	Descripción	Precio Unitario	Importe
1	ECE-004	**Suministro** de TurboCentrífugo[MR] ExtraBlower[MR] VentDepot[MR]. Desarrolla una velocidad de hasta **1725 RPM con capacidad de hasta 2600 m³ / hr** de aire, peso de **22 kgs.**, **3/4 HP**, **127 Volts**, 6.3 A., 60 dB. Mas Info. en Internet www.ventdepot.com/mexico/equipos/productos/centrifugos/	$ 4,595.74	$ 4,595.74
1	EDD-ESP.	Suministro de TurboReductor[MR] DuctoConector[MR] VentDepot[MR], de 147 x 244 mm de lámina a 8" de diametro sin brida, con una longitud de 8". Fabricado en lámina galvanizada calibre 24. Más Info. en Internet www.ventdepot.com/mexico/equipos/productos/accesorios/	$ 850.00	$ 550.00
2	EDR-003	**Suministro** de TurboDucto[MR] **RedoDucto**[MR] **VentDepot**[MR] **de 8 pulgadas** de diam. 1.20 m. de longitud. Fabricado en **Lámina Galvanizada** Cal. 24 Reforzado Más Info. en Internet www.ventdepot.com/mexico/equipos/productos/ductos/	$ 229.39	$ 458.78
			Sub-Total	$ 5,904.52
			-5% desc.	$ -295.23
			Sub-Total 2	$ 5,609.29
			+15% IVA	$ 841.39
			TOTAL	$ 6,450.69

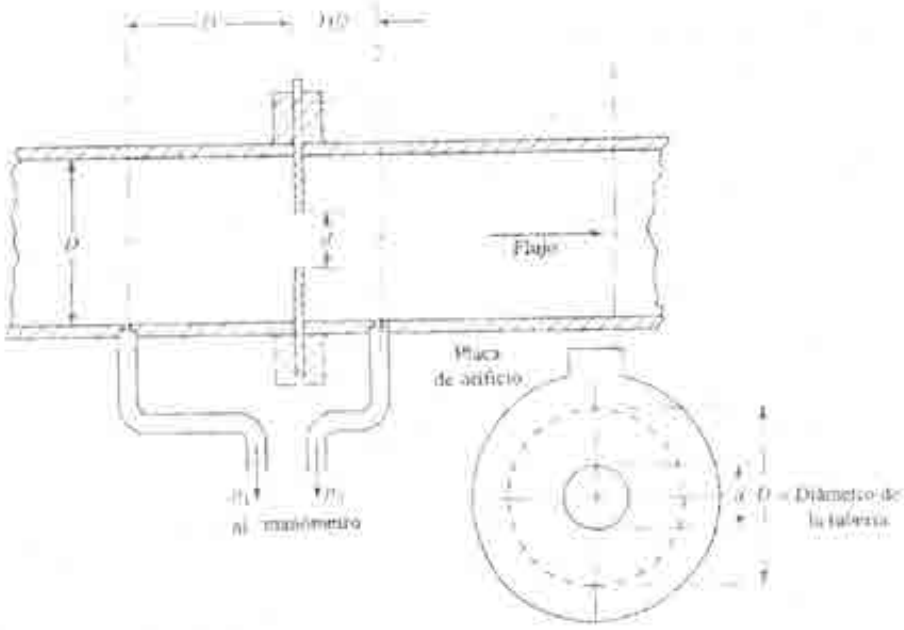
COTIZACIÓN DEL EQUIPO.

El costo del equipo y accesorios empleados en la construcción del banco de pruebas para un ventilador centrífugo tipo jaula de ardilla que desarrolla una velocidad máxima de 1725 R.P.M. con capacidad de hasta 2600 m^3 / hr de aire, con un peso de 22 Kg. , ¾ de HP, 127 volts, 6.3 A., y nivel sonoro de 60 dB, esta dado en las hojas anexas las cuales están referidas al mes de marzo, en ellas se proporcionan las características del equipo y los costos unitarios.

Los proveedores del equipo fueron los siguientes:

- VentDepot – Todo en Ventilación, S.A. de C.V.
  www.ventdepot.com/mexico/equiposyproductos/centrifugos/
- IASSA
  www.iassa.com.mx
- JLG Controls Internationals, S.A. de C.V.
  www.jgl.com.mx

CÁLCULO PARA LA PLACA DE ORIFICIO



b) Bosquejo de la instalación del orificio

$P_1 - P_2 = (1-\beta^4)V_1^2\,\delta_{agua}/2$ (ecuación para la placa de orificio)
En donde
$P_1 - P_2$ diferencia de presiones antes y después de la obstrucción.
V_1 velocidad en la garganta de obstrucción
β Cociente entre el ducto y la garganta de obstrucción.

Ecuación para determinar la velocidad en la garganta de obstrucción.
$V_1 = (D/d)^2 V$ en donde
D diámetro del ducto.
d diámetro en la garganta de obstrucción

Probando para $\beta = 0.5$ se tiene

d = 0.1016m
$V_1 = (0.2032/0.1016)^2(22.26\text{m/s}) = 89.04$ m/s.

$P_1 - P_2 = (1-0.5^4)(89.04)^2(1.22)/2 = 4533.89\text{Pa}$

$h = (P_1 - P_2)/\gamma_{agua}$

$h = 4533.89\text{Pa}/9810\text{N/m}^3 = 0.4626\text{m}$
h = 46.26 cmcda

CÁLCULOS PARA DETERMINAR LAS ALTURAS MANOMÉTRICAS DEL TUBO DE PITOT Y LA PLACA DE ORIFICIO.

DATOS GENERALES

$Q = 0.722\ m^3/s$ (flujo volumétrico a la boca de salida del ventilador)
$D = 0.2032\ m$ (diámetro en el ducto)
$V = Q/A$ (ecuación para determinar la velocidad en el ducto)
En donde
V velocidad en el ducto.
Q flujo volumétrico.
A área transversal del ducto.

$V = (0.722\ m^3/s)/(0.0324 m^2) = 22.26\ m/s$

$\delta_{aire} = 1.22\ Kg/m^3$ (densidad del aire a 20° C)

CÁLCULO PARA EL TUBO DE PITOT

$P_0 - P_s = (\delta_{aire} V^2)/2$ (ecuación para el tubo de pitot) en donde
P_0 presión estática
P_s presión de remaso o de impacto.

$P_o - P_s = ((1.22 Kg/m^3)(22.26 m/s))/2 = 302.36 N/m^2$

$h = (P_0 - P_s)/\gamma_{agua}$ en donde

h altura manométrica
$\gamma_{agua} = 9810\ N/m^3$ (peso especifico del agua)

$h = 285.39\ N/m^2 / 9810\ N/m^3 = 0.03991 m$

h = 30.91 mmcda

Variador de Velocidad

Caracteristicas:

•Este dispositivo este dispositivo puede variar su frecuencia desde los 30 Hz a los 60 Hz.

•Este dispositivo puede variar la velocidad angular desde 0 a 1725 RPM.

•El dispositivo está acondicionado para motores desde 1/ 2 HP hasta 3HP, de carátula digital.

•Marca (ABB).

RedoDucto

Caracteristicas generales:

•Nuestros TuboDuctos, RedoDuctos han sido estructurados en tres materiales (lámina galvanizada, aluminio y acero inoxidable 304), ajustándose al uso más conveniente.

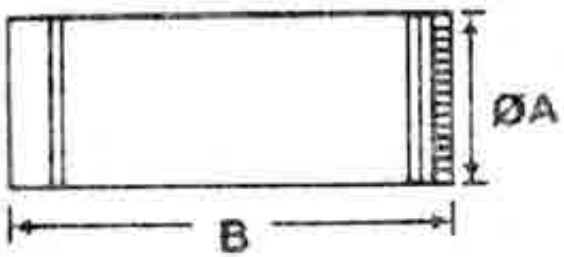
•Ensamblado fácil tipo mecano.

•Modelo (EDR-004).

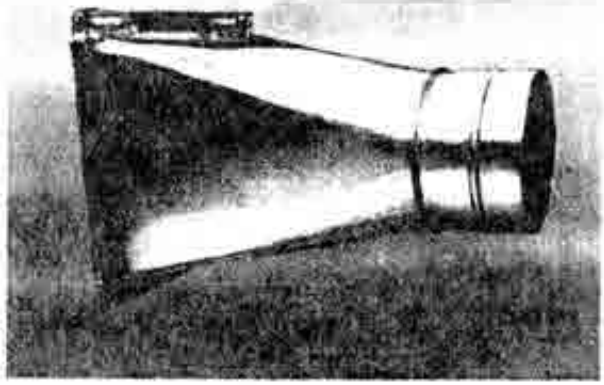
Caracteristicas Tecnicas Especificas:

Clave	Material	▶ A		B		Calibre
		mm	pulg	mm	pulg	
EDR-004	Galv.	203.2	8	1200	46 1 / 2	24

Dimensiones



DuctoConector



Caracteristicas generales:

•Esta linea de TurboAccesorios DuctoConectores, han sido estructuradas de forma excéntrica con embocadura centrada, en todos los diámetros y tamaños.

•Son el interface de conexión entre nuestros equipos TurboDuctos.

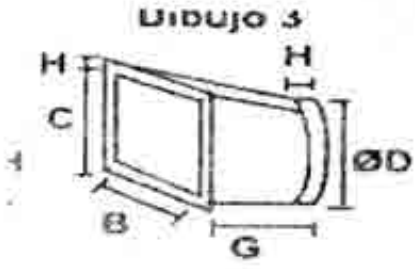
•Diseñados para ensamblarse con fácilidad.

•Modelo (EDD-098). (Diseño especial)

Caracteristicas Técnicas Especificas:

Clave	Mate-rial	▶ A mm	B mm	C mm	▶ D pulg	E pulg	F pulg	G pulg	Dibujo	Calibre
EDD-098	Galv.	----	172	271	8	-----	------	16	3	24

Dimensiones

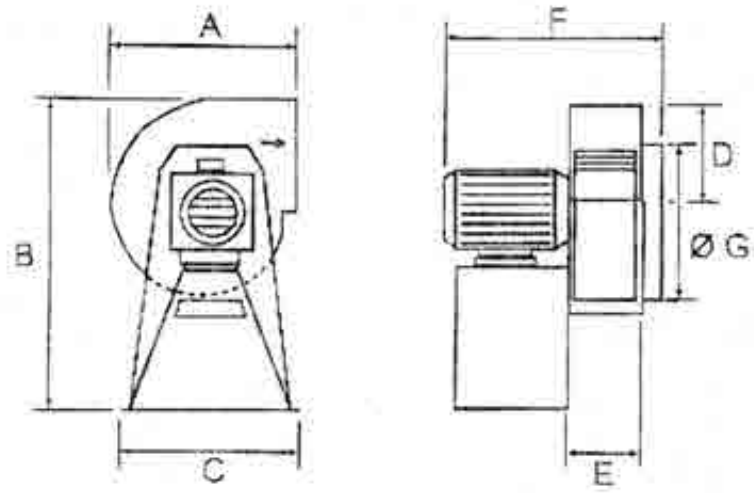


Caracteristicas Técnicas Especificas:

Clave	Caudal a descargar libre		RPM	Amperaje			Potencia	Peso	Nivel sonoro
	CFM	m^3/hr.		127v	240/440v		HP	Kg.	dB
ECE-004	1529	2600	1725	6.3	---	---	3/4	22	63

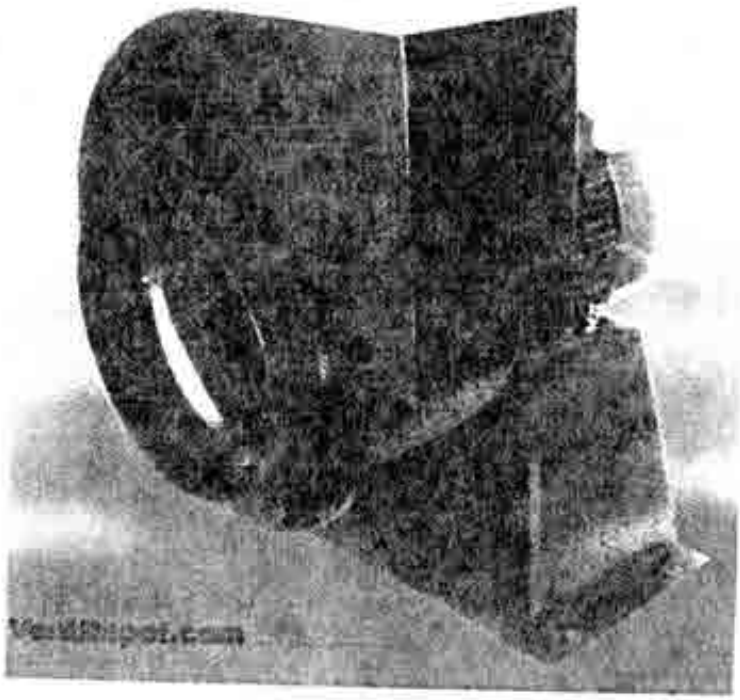
Dimensiones (mm):

Clave	A	B	C	D	E	F	Ø G
ECE-007	348	488	337	244	147	455	216



PROPIEDADES Y CARACTERÍSTICAS DE LOS ELEMENTOS DEL BANCO DE PRUEBAS

ExtraBlower



Caracteristicas generales:

•Esta linea de extractores Turbo centrifugos cuenta con oido simple aspiración y motor directamente acoplado, tiene una construcción ligera y robusta.

•La carcasa esta fabricada en fierro electrosoldado, con acabado acrilico horneado.

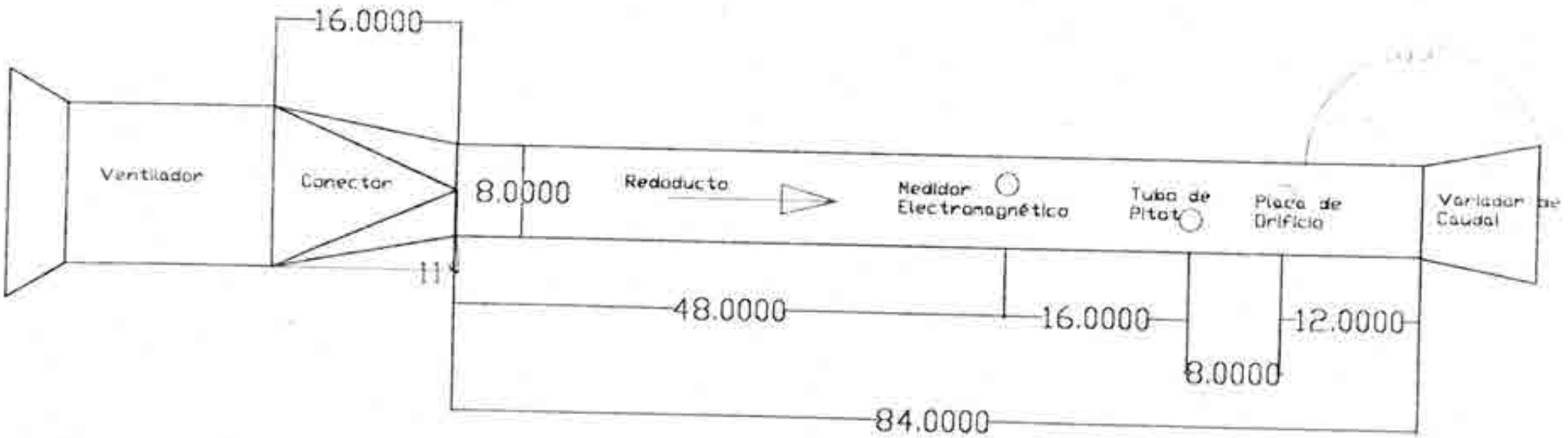
•Boca de descarga multiposicional.

•Rotor de jaula de ardilla reforzado.

•Modelo (ECE-004).

DIMENSIONES DEL BANCO DE PRUEBA PARA UN VENTILADOR CENTRIFUGO

Acotación en pulgadas



DISEÑO DEL PROTOTIPO.

El diseño del prototipo del banco de pruebas se basa en las normas ASME PTC – 11 1984. Tomando como referencia un ventilador centrífugo, tipo jaula de ardilla, con potencia de ½ hp. Las dimensiones longitudinales del banco de prueba están dadas por la relación del diámetro del ducto y los diferentes dispositivos de medición. Para este caso se tomo en consideración el calculo de un diámetro que nos permitiera observar las columnas de agua generadas por el tubo de Pitot y la placa de orificio. El valor que encontramos idóneo para este banco de pruebas fue un diámetro de 8". Este valor es justificable ya que si el diámetro fuese mayor las columnas de agua de los medidores serian poco observables y si fuese el caso contrario, es decir que el diámetro fuese menor de 8", la presión en el ducto seria demasiado grande.

El valor del diámetro del ducto es Do = 8".
La distancia a la que serán colocados los distintos medidores de velocidad dependen de una relación de diámetro, dada en la siguiente tabla.

Relación con el diámetro del conducto	Dispositivo de medición	Dimensión	
		Pulgadas	Milímetros
Do	Diámetro del ducto	8	203.2
6 Do	Medidor electromagnético	48	1219.2
8 Do	Tubo de Pitot	64	1625.6
9 Do	Placa de orificio	72	1828.8
10.5 Do	Vareador de caudal	84	2133.6

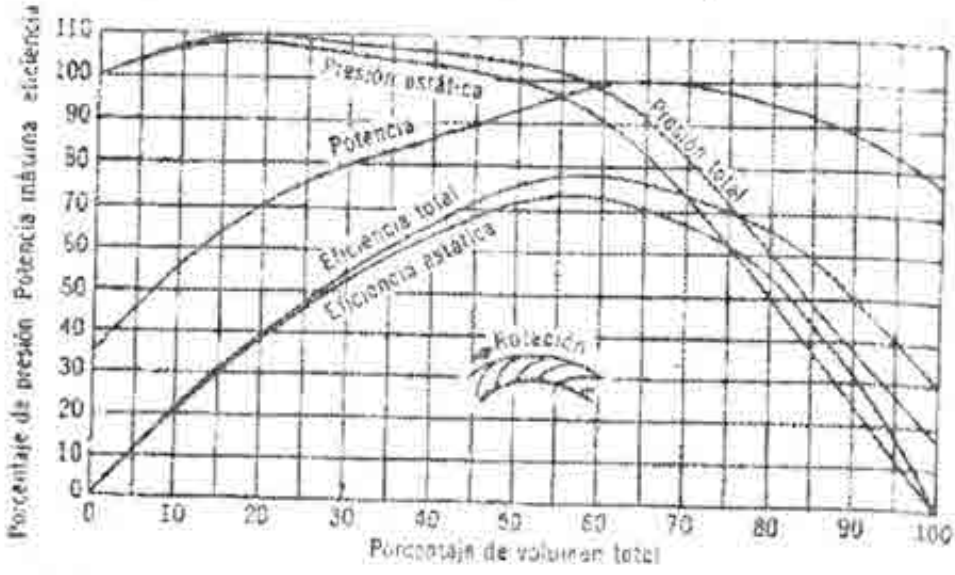


Figura V.- Curvas Característica de operación de un ventilador centrifugo con aspas hacia atrás.

El ventilador tiene aleta radiales (rectas) de las cuales podemos mencionar algunas de sus ventajas:

1. Se emplea generalmente en ventilador destinados a la conducción de gas de un contenido tal alto de materia y particular sólidas que la transportación de este material puede considerarse la principal finalidad del aparato.
2. Se limpia por si mismo.
3. Puede ser proyectado para que tenga elevada resistencia mecánica estructural a fin de obtener altas velocidades y presiones.

El comportamiento tipico de un ventilador de aletas radiales (rectas). La potencia aumenta con el caudal de aire de modo casi directamente proporcional. Así con este tipo de ventilador, el motor de accionamiento puede resultar sobrecargo cuando las condiciones de funcionamiento se aproximan a las de descarga libre, las caracteristicas de rendimiento, velocidad y caudal de un ventilador de aletas radiales son intermedias entre las de los ventiladores de aletas curvadas hacia delante y curvas hacia atrás. No siendo optimas sus caracteristicas, los ventiladores de aletas radiales se utilizan pocas veces en instalaciones de acondicionamiento.

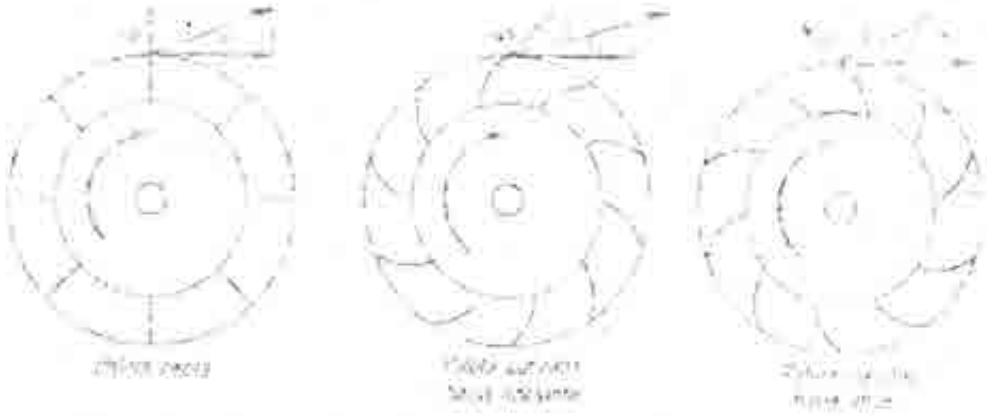


Figura III.- Orientación de las paletas en el impulsor de un ventilador centrifugo.

El diseño de la paleta determina, en general la característica de la velocidad:

Las paletas hacia delante, son apropiadas para baja velocidad y las paletas hacia atrás, lo son para alta velocidad. El ventilador centrifugo maneja cualquier cantidad de aire contra altas presiones.

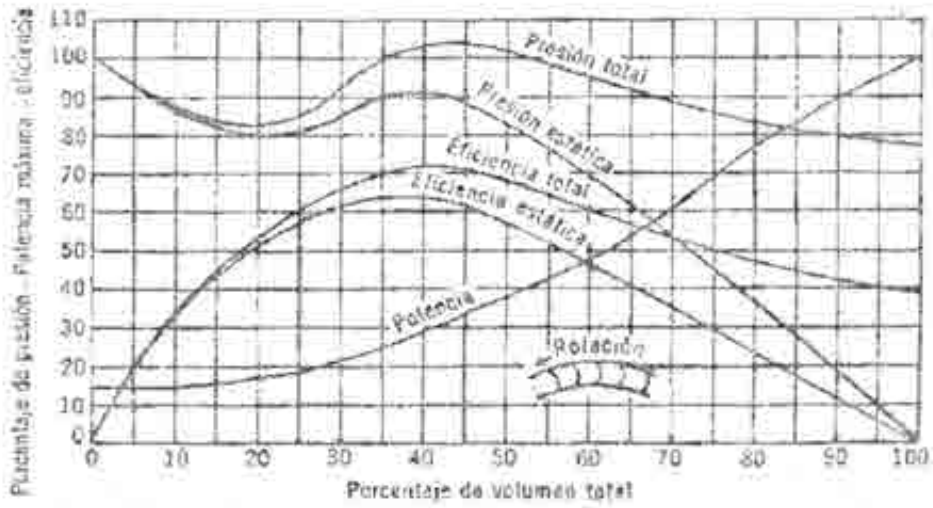


Figura IV.- Curvas Características de operación de un ventilador centrifugo con aspa hacia delante.

En donde U_2 es la velocidad tangencial de la paleta; W_2 es la velocidad relativa del aire con respecto al impulsor en el punto de salida y V_2 es la velocidad absoluta del aire al salir.

Las normas ASME/ANSI PTC 11-1984 y American National Standard propone hacer las siguientes mediciones:

Mediciones	Instrumentos	Rango	Frecuencia de lectura
Presión Atmosférica	Barómetro	± 0.05 in Hg ± 170 Pa	15 min.
Temperatura	Termómetro	± 2.0 F ± 2.0 C	En puntos transversos al conducto
Humedad	Psicómetro	0.001 lb/lbm gas 0.001 Kg/Kgm gas	15 min.
Análisis de gas	Analizador Electrónico	0.1 % por volumen	En puntos alternativos transversos al conducto
Presión	Manómetro	± 1.0 % ± 0.1 in Hg ± 2.03 Pa	En puntos transversos al conducto
Velocidad	Tacómetro	Menor de ± 1.01 % ± 1 rpm	15 min.
Potencia	Torquímetro	± 1.0 %	15 min.

Características de un ventilador en funcionamiento. Los ventilados deben probar siguiendo las norma de la Standard Test Code for Centrifugal and Axial Fan, adoptadas por la National Association of Fan manufacturers y la Anerican Society of Heating and Ventilating Engineers. El Standard Code indica cinco ensayos para probar ventiladores centrifugos y cuatro para axiales. En hay que reunir son: caudal descargado; presión total y estática; rendimientos total y estática; rendimientos total y estático; potencia absorbida y velocidades de rotación.

Las presiones se expresan en cm de agua de una densidad de 999.29 Kg/m y los volúmenes de aire están basados en aire en condiciones normales pesando 1.205Kg/m. Para fines de calibrado deben emplearse ventiladores de una sola boca,. Cuando se hacen girar con velocidad de rotación constante es preciso prever un dispositivo para variar el caudal de aire descargado. A continuación se determinan las condiciones de funcionamiento de máximo rendimiento, con aberturas de descarga comprendidas entre 0 y 100%, o bien con porcentajes de caudal correspondiente a la boca de salida complemente abierta.

Capacidad y potencia de un ventilador. El caudal de gas es igual a producto del área de la sección recta de la canalización (en m2) por la velocidad media del fluido en dicha sección.

$$Q=AVa$$

En donde

Q= Caudal descargado, en m/min.

A= Area de la sección recta de la canalización, en m

Va= Velocidad media del fluido, en m/min.

La potencia correspondiente al trabajo efectuado por el ventilador, para cualquier medio, viene expresada por la siguiente formula:

$$HP=\frac{MaH}{76x60}=\frac{M.H}{4560}$$

Ma= peso del aire trasegado, en Kg/min
H= presión que ha de vencer *el* ventilador cuando funciona en metros de columna de gas trasegado y la función de la diferencia de presión total creada por el ventilador.

$$HP=\frac{QXht.XD}{100x4560}$$

En donde

Q= caudal de aire trasegado, en m/min

Ht= diferencia de presión total creada por el ventilador, en cm de agua

D= densidad del agua a la temperatura del fluido del indicador de presión, en Kg/m

La potencia absorbida por el ventilador se conoce corrientemente por *potencia al freno.*

En toda canalización es interesante conocer la relación entre velocidad media y la correspondiente al centro de aquélla. La velocidad en el centro suele ser, aunque no siempre, más grande que la velocidad media. La relación entre ambas se conoce como coeficiente de centro y viene expresada por

$$C = Va / Vc = \left(\sqrt{hva} \right) / \left(\sqrt{hvc} \right)$$

En donde
C = Coeficiente de centro
Va = Velocidad media, en m/seg.
Vc = Velocidad en el centro de la canalización, en m/seg.

El coeficiente del centro varia con la velocidad del fluido, densidad de este forma de la sección resta de la canalización Para conductos de sección circular el valor de C varia entre 0,88 y 0,93; Pero, para otras formas, el coeficiente C puede ser superior o inferior a estos valores. Cuando se conoce con exactitud el valor de C, basta medir la presión dinámica en el centro, *hvc* pues entonces

$$Va = CVc$$

Diferencia de presión total desarrollada por un ventilador. En régimen de funcionamiento los gases llegan a la boca del ventilador a la presión atmosférica si no existe ninguna canalización unida a su boca; o a una presión inferior a la atmosférica si *el* ventilador aspira de una canalización. Ciertos tipos de ventiladores-compresores reciben los gases a una presión superior * la atmosférica. En el caso do no haber tubería de aspiración, las perdidas *do* entrada * la espiral del ventilador constituye una parte importante de los perdidas totales y se reflejan en el rendimiento mecánico del ventilador. Si a la boca de salida de este no va unida ninguna canalización, la presión estática en dicha boca es cero, y la presión total es igual a la presión dinámica media. En cualquier caso, la del ventilador menos la presión total media a la entrada. Algunas veces, al calcular la presión total, hay que recurrir la fórmula que relaciona la presión dinámica con velocidad del fluido

Determinación de la clase a que pertenece un ventilador. Las dimensiones de la boca de salida de un ventilador de tamaño determinado fijan la velocidad *do* salida media (en m/min) para un caudal prefijado *do* aire en condiciones normales, expresado en ms/min. Si para cada clase de ventilador se mantiene constante la presión total en la presión estática disminuye a medida que crece la velocidad de salida del ventilador. Por regla general los ventiladores se eligen sobre la base de una velocidad de salida adecuada y la presión estática necesaria. Las curvas de la figura están basadas en aire a una temperatura de 21.1 C, una presión barométrica do 760mm de mercurio, y con una densidad de 1,205 kg/m3 Cuando el gas que hay que trasegar tiene una densidad da distinta de 1,205 Kg/m3, la presión estática requerida hay que multiplicar -por 1,205/*da*. La presión estática corregida, junto con la velocidad do salida requerida sirve para determinar la clase de ventilador que es preciso emplear.

Cálculo de la velocidad del fluido Partiendo de la presión dinámica.

La velocidad del fluido que circula por una canalización se calcula fácilmente partiendo de la presión dinámica medida en dicha canalización empleando la formula siguiente

$$V = \sqrt{2g^{Dhv}(100d * 60}$$

$$Vt = (D / d)^2 * V$$

en donde:

V = velocidad, en m/min.

g = aceleración debida a la gravedad, 9.81 m/seg.

D = peso Kg. De 1 m de agua a la temperatura del fluido del aparato medidor de la presión.

Hv = presión dinámica, en cm de agua

d= densidad del aire que circula por la canalización, en Kg./m

La velocidad media del fluido que circula por el interior do una canalización representa la, median *do* todas las velocidades en varios puntos de la sección recta considerada de dicha canalización. Como quiera que en el valor de la velocidad interviene la raiz cuadrada de la presión dinámica, para hallar la velocidad media es preciso calcular la media aritmética de las reales cuadradas de las presiones dinámicas y no-raíz cuadrada del valor medio de las presiones dinámicas, Es decir,

$$\sqrt{hva} = (\sqrt{hv_1} + \sqrt{hv_2} + \ldots \sqrt{hv_n})/n$$

donde *n* es el numero de observaciones efectuadas. Llamando *Va* la velocidad media, la forma se transforma en

$$Va = \sqrt{2gD/100d}(\sqrt{hva} * 60)$$

Las mediciones de presión deben efectuarse en tramos de canalización que sean rectos, de una longitud de 20 diámetros de dicha conducción por lo menos, a ser posible en una sección recta de distante de 10 diámetros de cada extremo. Cuando las mediciones se realizan cerca de una salida de un ventilador o de una curva de la canalización, es probable que resulten erróneas.

La figura representa el empleo de un tubo "U" en conductos en los cuales la presión del aire es más grande o más pequeña que la atmosférica. La presión estática esta representada por *hs*, la presión total, por *ht* y la presión dinámica por *hv*. La presión dinamica resulta siempre positiva colocando el tubo de ***Pitot*** en la forma expuesta hacia atrás. Las presiones estática y total son positivas cuando la presion del aire en el interior de la canalización es más grande que la del aire del exterior, y negativas cuando sucede lo contrario. Esta particularidad hay que hacerla constar al notar los datos obtenidos.

Debido a que la velocidad del fluido en el interior do la canalización nunca es uniforme, es preciso efectuar una serie de mediciones para calcular la velocidad media *do* dicho fluido. En al figura II se presenta la manera *d* efectuar las mediciones en una canalizacion de sección circular, indicando los emplazamientos del tubo *do* ***Pitot***. Las lecturas efectuadas en los puntos indicados sirven para calcular la velocidad media del fluido.

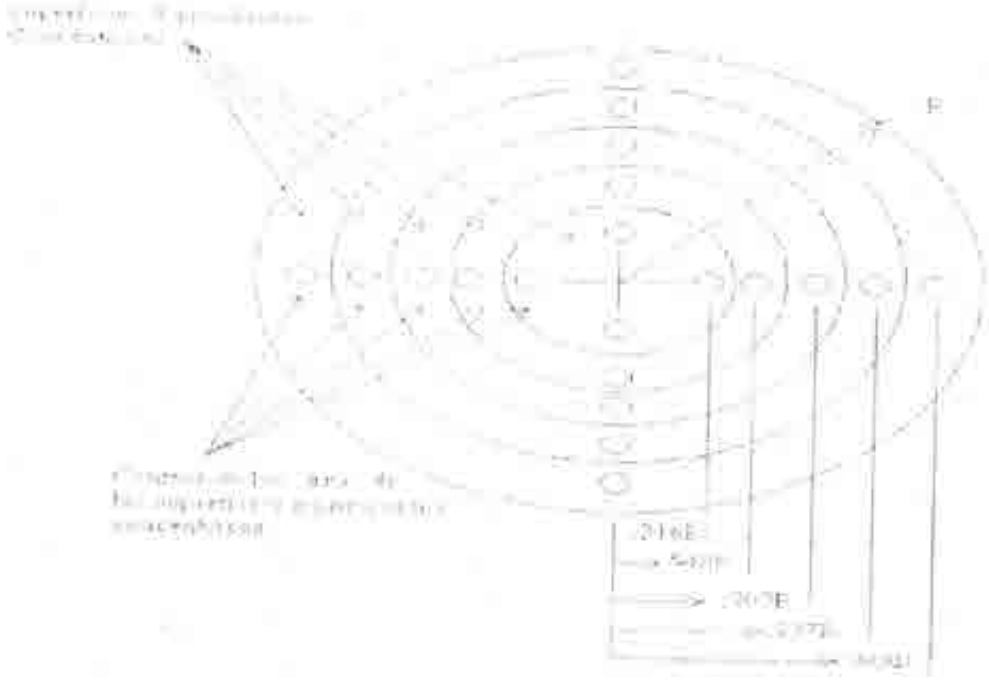


Figura II - Emplazamiento de un tubo de Pitot para explorar la sección recta de una canalización.

OBJETIVO.

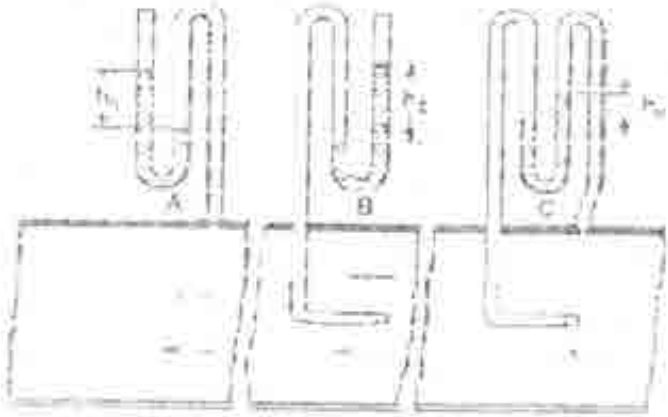
Diseñar (teóricamente) un banco de pruebas de ventiladores tipo jaula de ardilla que permita evaluar su comportamiento.

DESARROLLO TEÓRICO

Presiones de un ventilador.- Al funcionar los ventiladores desarrollan una presión total, cual esta compuesta de dos sumandos, presión dinámica y estática. En determinadas condiciones de funcionamiento una de estas dos componentes es igual a cero, pero nunca las dos simultáneamente pueden ser nulas si el ventilador esta funcionando. La presión estática es la presión compresiva existente en el seno del fluido y sirve para vencer los razonamientos y otras resistencias ofrecidas al paso del aire o gas. Las presiones dinámicas, estáticas y totales están relacionadas entre si.

Los ventiladores que desarrollan gran presión estática con relación con su presión total, poseen gran aptitud para vencer la resistencia ofrecida por los rozamientos de la canalización. Los ventiladores crean presiones más grandes que la atmosférica por los rozamientos de la canalización. Los ventiladores crean presiones más grandes que la atmosférica en el conducto unido a la boca de salida, o descarga, y generalmente más pequeña en su boca de aspiración.

La presión estática reinante en una canalización puede medirse conectando un manómetro de suficiente capacidad y colocado en ángulo recto con el eje de la canalización, esta tubuladuras deben interconectarse exteriormente por medio de un anillo tubular denominado piezómetro. Debido a la turbulencia del aire en el interior de la canalización el anillo piezómetro permite obtener la presión total y restando la presión estática, bien sea numéricamente o uniendo convencionalmente las tubuladoras correspondientes a las presiones totales y estática.



ELECCIÓN DEL VENTILADOR

Los factores que intervienen en la elección de un ventilador son: el caudal de aire, la presión estática, la densidad del aire cuando es diferente a la normal, el nivel de ruido aceptado en el local acondicionado según el uso a que está éste destinado, el espacio disponible y la naturaleza de la carga. Una vez conocidos estos factores, la elección de un ventilador para acondicionamiento de aire depende ya de factores económicos como pueden ser el tamaño y clase de construcción, con un nivel de ruido y un rendimiento aceptable.

La velocidad de salida no se puede emplear como criterio de selección en lo que respecta a la generación de ruido. Las mejores características de ruido se obtienen con el máximo rendimiento del ventilador. Los ventiladores que funcionan a presión estática alta tienen mayores velocidades de salida admisibles, puesto que el máximo rendimiento se produce con mayores caudales de aire. Así los límites admisibles en la velocidad de salida con relación al nivel de ruido dependen de la presión estática además de los niveles de ruido del ambiente y del uso que se destine el local acondicionado. En lo que concierne a la generación de ruido, el ventilador se debe seleccionar de modo que su rendimiento se aproxima al máximo cuando sea posible, y los conductos adyacentes deben estar correctamente proyectados.

Si se desea un equilibrio razonable entre el precio de adquisición y el rendimiento, el ventilador debe elegirse de un tamaño ligeramente menor que el que corresponde al máximo rendimiento. Sin embargo, la elección mayor y de más rendimiento puede estar justificada en el caso de muchas horas de funcionamiento. Además, económicamente puede ser preferible un ventilador mayor si la elección de un menor requiere la instalación de un motor mayor, transmisión y dispositivos de arranque, o de una construcción mas costosa.

CURVAS CARACTERISTICAS

El ensayo de ventiladores tiene por objeto determinar la capacidad del aparato para transferir la potencia al aire que mueve. El ventilador se hace funcionar a un régimen de aire constante, tomando valores de diferentes caudales movidos según sea la pérdida de carga que debe vencerse. La curva característica de un ventilador se obtiene dibujando en unos ejes de coordenadas los distintos valores caudal-presión, obtenidos mediante ensayo en un laboratorio.

LEYES DE LOS VENTILADORES.

Las curvas características de los ventiladores siguen ciertas leyes, llamadas *"leyes de los ventiladores"*, que permiten determinar como varían caudal, presión y potencia absorbida por el ventilador al variar las condiciones de funcionamiento.

Leyes de los Ventiladores.			
Si varía ...	y permanecen constantes	**Se cumple**	
Diámetro hélice, d	• Velocidad • Densidad • Punto de funcionamiento	**El caudal**	Es proporcional al cubo de la relación de diámetros.
		La presión	Es proporcional al cuadrado de la relación de diámetros.
		La potencia absorbida	Es proporcional a la quinta potencia de la relación de diámetros.
Velocidad de rotación, n	• Densidad • Diámetro de la hélice	**El caudal**	Es proporcional a la relación de velocidades.
		La presión	Es proporcional al cuadrado de la relación de velocidades.
		La potencia absorbida	Es proporcional al cubo de la relación de velocidades.
Densidad del aire,	• Caudal • Velocidad	**La presión**	Es proporcional a la relación de densidades.
		La potencia absorbida.	Es proporcional a la relación de densidades.

CARACTERÍSTICAS DEL VENTILADOR CENTRÍFUGO

Tipo de ventilador	Ventajas
Curvado hacia delante	1. Funciona a velocidad relativamente baja en comparación con los otros tipos, para un mismo caudal. 2. Ventilador más pequeño para un servicio dado, excelente para unidades compactas de ventilador y serpentin (fan-coil).
Radial	1. Se limpia por si mismo. 2. Puede ser proyectado para que tenga elevada resistencia mecánica estructural a fin de obtener altas velocidades y presiones.
Curvado hacia atrás	1. De más rendimiento. 2. La curva de potencia consumida tiene una cresta plana por lo que la potencia del motor puede ser calculada, para que cubra el margen completo de funcionamiento desde 0 hasta un caudal de aire del 100 % con una sola velocidad. No se sobrecarga. 3. La curva de presión es generalmente más abrupta que la de un ventilador curvado hacia delante. Esto origina menor variación del volumen de aire para cualquier variación de presión en el sistema, con porcentajes compatibles de descarga libre. 4. El punto de máximo rendimiento está situado a la derecha del máximo de presión, permitiendo elegir un ventilador eficiente con reserva de presión incorporada. 5. Más silencioso que los otros tipos.

El comportamiento típico de un ventilador de aletas radiales (rectas). La potencia aumenta con el caudal de aire de modo casi directamente proporcional. Así con este tipo de ventilador, el motor de accionamiento puede resultar sobrecargado cuando las condiciones de funcionamiento se aproximan a las de descarga libre, las características de rendimiento, velocidad y caudal de un ventilador de aletas radiales son intermedias entre las de los ventiladores de aletas curvadas hacia delante y curvadas hacia atrás.

No siendo óptimas sus características, los ventiladores de aletas radiales se utilizan pocas veces en instalaciones de acondicionamiento.