

26
2e/



UNIVERSIDAD NACIONAL AUTONOMA DE MEXICO

FACULTAD DE QUIMICA



EXAMENES PROFESIONALES
FAC. DE QUIMICA

CONSTRUCCION DE LAS CURVAS CARACTERISTICAS EXPERIMENTALES DE UN VENTILADOR.

T E S I S

QUE PARA OBTENER EL TITULO DE:

INGENIERO QUIMICO

P R E S E N T A :

FIDEL CAMPOS CERRITO



MEXICO, D. F.

257610

1998

TESIS CON
FALLA DE ORIGEN



Universidad Nacional
Autónoma de México



UNAM – Dirección General de Bibliotecas Tesis Digitales Restricciones de uso

DERECHOS RESERVADOS © PROHIBIDA SU REPRODUCCIÓN TOTAL O PARCIAL

Todo el material contenido en esta tesis está protegido por la Ley Federal del Derecho de Autor (LFDA) de los Estados Unidos Mexicanos (México).

El uso de imágenes, fragmentos de videos, y demás material que sea objeto de protección de los derechos de autor, será exclusivamente para fines educativos e informativos y deberá citar la fuente donde la obtuvo mencionando el autor o autores. Cualquier uso distinto como el lucro, reproducción, edición o modificación, será perseguido y sancionado por el respectivo titular de los Derechos de Autor.

JURADO ASIGNADO

Presidente	Prof. SILVA PICHARDO GENOVEVO.
Vocal	Prof. LOZADA GOMEZ YOLANDA.
Secretario	Prof. MENDEZ FREGOSO HECTOR.
1er. Suplente	Prof. ALCARAZ CIENFUEGOS JORGE.
2do. Suplente	Prof. MORALES CABRERA JUAN MARIO.

Sitio donde se desarrollo el tema

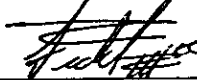
LABORATORIO DE INGENIERIA QUIMICA
DE LA FACULTAD DE QUIMICA, U.N.A.M.

ASESOR



I.Q. LOZADA GOMEZ YOLANDA

SUSTENTANTE.



CAMPOS CERRITO FIDEL

DEDICO ESTE TRABAJO CON AGRADECIMIENTO Y CARIÑO, POR TODOS
LOS ESFUERZOS PARA LOGRAR LA META QUE ALCANCE.

A DIOS.

A MI MADRE: SRA. NICOLASA MAURA.

A LA MEMORIA DE MI PADRE: SR. J. NIEVES.

A MIS HERMANOS.

A MARVILA.

AGRADEZCO TAMBIEN LA COLABORACION DESINTERESADA DE TODAS
AQUELLAS PERSONAS E INSTITUCIONES QUE HICIERON POSIBLE ESTE
TRABAJO.

INDICE

INTRODUCCION

Capitulo1: Clasificación de los ventiladores.	1
1.- Tipos básicos de ventiladores.	1
1.1.- Ventiladores Axiales.	2
1.1.1.- Ventiladores de propela.	2
1.1.2.- Ventiladores veno-axiales.	4
1.2.- Ventiladores Centrífugos.	4
1.2.1.- Según el tipo de aspas.	6
1.2.2.- Según el tipo descarga.	10
1.2.3.- Según el tipo de entrada.	10
1.2.4.- Según el tipo de accionamiento.	10
1.2.5.- Según el tipo de construcción.	13
1.3.- Ventiladores de flujo mixto.	13
Capitulo 2: Conceptos Básicos.	14
2.1.- Términos usuales.	14
2.1.1.- Densidad del aire.	14
2.1.2.- Fluido.	15
2.1.3.- Flujo.	15
2.1.4.- Capacidad.	16
2.1.5.- Presión.	16
2.1.6.- Caída de presión.	20
2.1.7.- Potencia.	21
2.1.8.- Eficiencia.	21

2.2.- Teoría de operación de los ventiladores.	22
2.2.1.- Principios de los ventiladores.	22
2.2.2.- Factores de energía.	24
2.2.3.- Compresión.	25
2.2.4.- Leyes de los ventiladores.	25
2.2.5.- Curvas características de funcionamiento del ventilador.	27
2.2.6.- Regulación de flujo.	34
2.2.7.- Punto de funcionamiento de un ventilador.	34
2.2.8.- Ventiladores funcionando en serie y en paralelo.	37
Capitulo 3: Aplicaciones y Selección de Ventiladores Centrífugos.	39
3.1.- Aplicaciones.	39
3.2.- Materiales de construcción.	42
3.3.- Criterios básicos en la elaboración de solicitudes de cotización.	44
3.3.1.- Documentos que integran la requisición.	44
3.3.2.- Tabulación o cuadro comparativo.	46
3.4.- Parámetros de selección.	47
3.4.1.- Parámetros técnicos.	47
3.4.2.- Parámetros económicos.	47
Capitulo 4: Trabajo Experimental.	49
4.1.- Descripción del equipo.	49
4.2.- Procedimiento para realizar el ensayo del ventilador.	51
4.2.1.- Regulación del flujo de aire.	51
4.2.2.- Medición del flujo de aire.	51
4.2.3.- Determinación de la presión total del ventilador.	53

4.2.4.- Determinación de la presión estática del ventilador. -----	54
4.2.5.- Determinación de la potencia. -----	55
4.2.6.- Determinación de la eficiencia. -----	56
4.3.- Técnica de operación. -----	56
4.4.- Información necesaria antes de la experimentación. -----	57
4.5.- Datos obtenidos del trabajo experimental. -----	57
Capitulo 5: Tratamiento de datos. -----	73
5.1.- Cálculos. -----	73
5.2.- Resultados. -----	79
5.3.- Gráficas de las curvas características del ventilador. -----	82
5.4.- Interpretación de resultados. -----	87
Conclusiones. -----	89
Apéndice A. -----	90
Bibliografía. -----	92

INTRODUCCION.

OBJETIVOS:

- Obtener de una forma experimental las curvas características de un ventilador centrífugo.
- Presentar una introducción al estudio de los ventiladores centrífugos

Pocos equipos tienen una gama tan amplia de aplicaciones en las industrias de los procesos químicos como los ventiladores. Si se toma en cuenta que tienen usos tan variados como extraer o introducir aire u otros gases en reactores de proceso, secadores, torres de enfriamiento y hornos rotatorios; o simplemente, ventilar para seguridad y comodidad, por lo que se pueden considerar como equipos básicos.

En los últimos años, los intercambiadores de calor, enfriados por aire con auxilio de un ventilador, se han incrementado mucho en la industria de los procesos químicos.

Por la creciente demanda de ventiladores más pequeños y confiables y las exigencias de los reglamentos de seguridad industrial, cada vez se presta más atención a su diseño. A la vez que las necesidades de los usuarios han obligado a los fabricantes a construir ventiladores para presiones más altas, (con las velocidades más altas consecuentemente), los reglamentos referentes al medio ambiente exigen menos intensidad y menor tiempo de exposición al ruido.

En los procesos químicos con frecuencia participan gases; deben impulsarse a través de tuberías y equipo de proceso. Para mover gases se utilizan ventiladores, sopladores y compresores. Los ventiladores producen un pequeño incremento de presión (hasta $13790 \frac{\text{N}}{\text{m}^2}$)¹; los sopladores producen un incremento mayor (hasta $68950 \frac{\text{N}}{\text{m}^2}$)¹; y los compresores son utilizados para presiones de descarga más altas. No

siempre es clara la distinción entre estos tres términos y tampoco pueden considerarse estas presiones como limitaciones rígidas entre estos tres tipos de equipo. Los ventiladores reciben algunas veces el nombre de sopladores y viceversa. Los sopladores de alta presión reciben el nombre de compresores.

Los ventiladores forman parte de la familia de las máquinas generatrices y, dentro de ella, ocupan un puesto intermedio entre el de los compresores y el de las bombas. Un ventilador es una máquina que absorbe energía mecánica y la transfiere a un gas, proporcionándole un incremento de presión no mayor de $13790 \frac{\text{N}}{\text{m}^2}$ aproximadamente.

El objeto fundamental de los ventiladores es mover un gas, a menudo en grandes cantidades pero a bajas presiones; siendo este compresible, por lo que su volumen específico varía; sin embargo, la relación de compresión es pequeña por lo que puede considerarse constante su volumen específico. Los ventiladores están seleccionados para dar un cierto volumen de aire en contra de una resistencia y sus características vienen definidas por estos factores. Aunque diseñado para un funcionamiento óptimo un ventilador es capaz de trabajar bien en otras condiciones y su funcionamiento esta definido por un diagrama presión-caudal del gas. Esta relación se conoce como característica o curva característica del ventilador. Puesto que en el laboratorio de ingeniería química no se cuenta con alguna practica o ensayo sobre ventiladores que lleven a obtener sus curvas características surge la necesidad de presentar este trabajo y, en el demostrar que efectivamente se pueden obtener las curvas características de un ventilador. El conocimiento de esta curva es indispensable para seleccionar correctamente un ventilador tomando en cuenta las características del sistema en que va a operar.

La parte experimental del presente trabajo lo realice en el laboratorio de térmica de la Facultad de Ingeniería de la U.N.A.M.

CAPITULO 1.

CLASIFICACION DE LOS VENTILADORES.

1.- TIPOS BASICOS DE VENTILADORES.

Generalmente los ventiladores se clasifican, según la dirección del flujo a través del impulsor, en: ventiladores de flujo radial (ventiladores centrífugos), y ventiladores de flujo axial (ventiladores axiales). Existen también ventiladores de flujo mixto que no es más que la combinación de los flujos antes mencionados. La figura 1 ilustra los tres tipos.

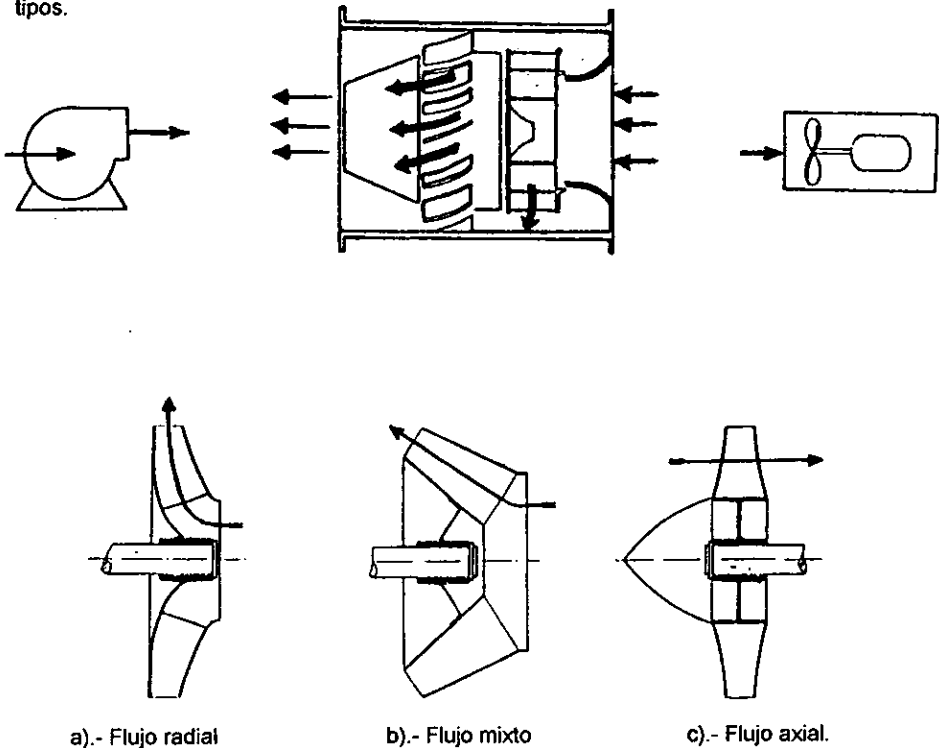


Figura. 1-1.

A continuación, se presenta una clasificación de los ventiladores, según la dirección del flujo a través del impulsor. Así como una breve explicación de cada uno.

1.1- AXIALES:

1.1.1.- Propela. (a) Disco, b) Cuchilla, c) Tubo-axiales)

1.1.2.- Veno-axiales.

1.2- CENTRIFUGOS:

1.2.1.-Según el tipo de aspas. (Radiales, curvadas hacia delante, curvadas hacia atrás).

1.2.2.-Según el tipo de descarga. (dirección de la abertura de descarga y sentido de rotación).

1.2.3.-Según el tipo de entrada. (sencilla y doble).

1.2.4.-Según el tipo de accionamiento. (rígido ó por banda).

1.2.5.-Según el tipo de construcción. (de acuerdo a la presión que desarrollan).

1.1 VENTILADORES AXIALES:

En estos aparatos el flujo o corriente de fluido gaseoso es esencialmente paralelo al eje longitudinal o eje de giro de la hélice o rodete. La figura 1-1c muestra un típico modelo de ventilador axial.

1.1.1.- VENTILADORES DE PROPELA.

Este tipo de ventilador se emplea muchísimo para mover grandes cantidades de aire venciendo pequeñas resistencias, como sucede en los aparatos de ventilación, y para descargar aire en los espacios situados debajo de parrillas destinadas a quemar combustible sólido de gran tamaño.

Existen tres tipos de ventiladores de propela y son los siguientes:^{2,3,4}

a).- TIPO DISCO: Son usados para mover aire limpio sin que exista la resistencia de una tubería. Por lo general están montados en paredes o en ventanas, y de ahí la denominación de " ventilador de pared." Estos ventiladores no generan grandes

cantidades de aire ya que no trabajan a grandes velocidades. Generalmente se utilizan para extraer aire de los recintos en que son colocados.

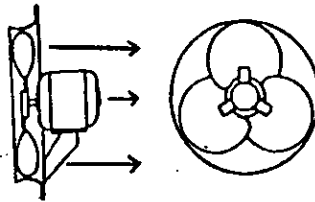


Figura 1-2. Ventilador de disco

b).- TIPO CUCHILLA: Son usados para mover aire con poca presión estática. El volumen que maneja es muy sensible a provocar resistencia. Una pequeña variación en la resistencia, provoca una marcada reducción en el volumen manejado. Comúnmente usados para extracción de aire en gabinetes de rociado o pulverizado.

Las aspas de este tipo de propela son como las hélices de los aviones con perfil aerodinámico.

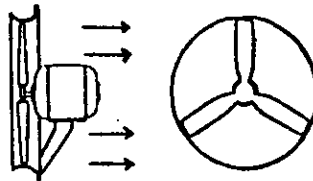


Figura 1-3. Ventilador de cuchilla.

c).- TIPO TUBO-AXIAL: Este ventilador es muy parecido al descrito anteriormente pero la carcasa es una sección de tubo. Este tipo de ventilador es el más adecuado para manejar aire que contiene vapores condensables, pigmentos u otros materiales que pueden adherirse o acumularse en las paletas del ventilador. Los ventiladores más grandes girando a bajas velocidades pueden provocar menos problemas cuando existe esta acumulación o donde hay corrosión.

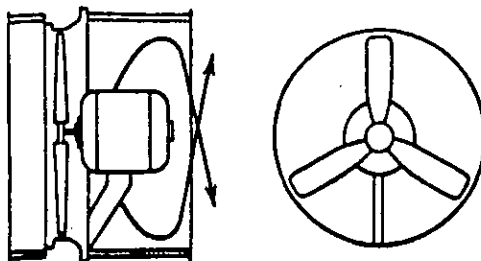


Figura 1-4. Ventilador tubo-axial.

1.1.2.- VENTILADORES VENO-AXIALES:

Este tipo de ventilador es semejante al tipo tubo-axial, pero también tiene aletas directrices que están fijadas sobre la carcasa, que mejoran la dirección del flujo de aire a través del ventilador, la figura 1-5 muestra las características de estos ventiladores.

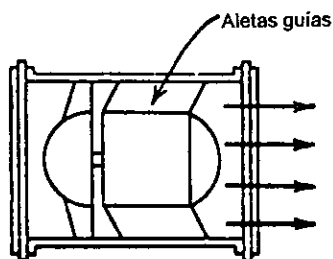


Figura 1-5. Ventilador veno-axial.

1.2- VENTILADORES CENTRÍFUGOS:

El ventilador centrífugo está formado por un impulsor el cual gira dentro de una carcasa en forma de voluta, tal como lo indica la figura 1-6. El impulsor tiene un número determinado de álabes al rededor de su periferia, similar a una rueda hidráulica o ruedas de paletas de un barco de río. La carcasa tiene una entrada en el eje de la rueda y una salida perpendicular a éste, tal como lo indica la figura 1-7. Cuando el impulsor gira, las aspas en su periferia despiden el aire por centrifugación en la dirección de rotación. El aire así despedido entra en la voluta y es forzado hacia la salida tan pronto como abandona el aspa. Al mismo tiempo el aire es aspirado a la entrada para reemplazar al que ya ha sido despedido. El aire entra en forma axial, gira en ángulo recto a través de

las aspas y es despedido en forma radial. La finalidad de la carcasa es convertir la presión estática en presión dinámica desarrollada en la extremidad de las aspas.

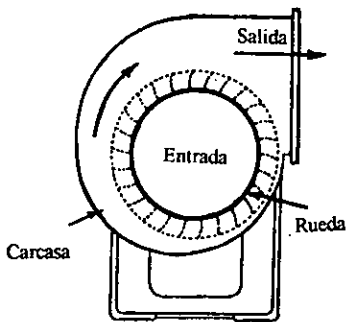


Figura. 1-6

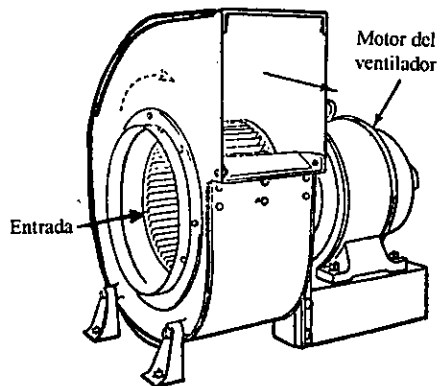


Figura. 1.7 Ventilador centrífugo típico.

La figura 1-8 indica los elementos de un ventilador centrífugo y su terminología común.⁵

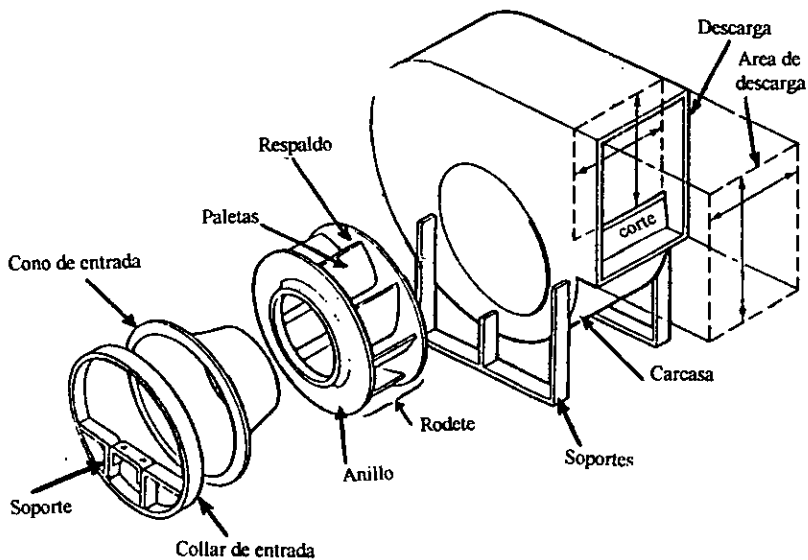


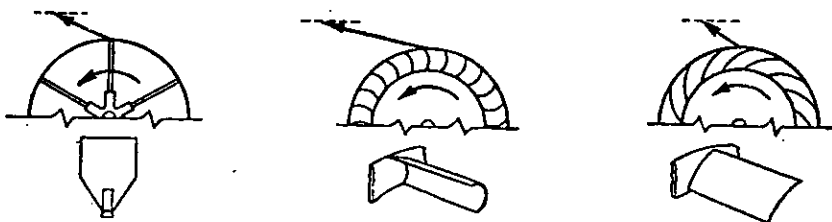
Figura 1-8. Elementos de un ventilador centrífugo

El rendimiento de los ventiladores centrífugos es limitado, debido a que la dirección del aire impulsado cambia en 90° . Esto provoca pérdidas de energía debido al choque y a los remolinos. Los rendimientos de los ventiladores se encuentran entre un 45% a un 75% según del tipo que sean.

Los ventiladores centrífugos se pueden clasificar según: el tipo de aspas, el tipo de accionamiento, el tipo de entrada, el tipo de descarga y el tipo de construcción.

1.2.1. SEGÚN EL TIPO DE ASPAS:⁶

Generalmente se clasifican en radiales, curvadas hacia adelante y curvadas hacia atrás. La figura 1-9 muestra estos tres tipos de aspas o álabes.



- a) Álabes radiales rectos. b) Álabes curvados hacia adelante. c) Álabes curvados hacia atrás.

Figura 1-9. Diferentes modelos de álabes para ventilador centrífugo.

a).- VENTILADOR DE ASPAS RADIALES:

Los ventiladores de aspas radiales son denominados de paletas. Este tipo es de forma más simple y el más antiguo. Llevan cierto número de paletas planas sostenidas mediante unos brazos que vienen del eje central.

Generalmente estos ventiladores son voluminosos comparados con su capacidad. Su rendimiento no es muy elevado y son destinados a presiones moderadas. Una de sus características es que los materiales que se encuentran en el flujo de aire no se adhieren a las aspas. Son de auto-limpieza, lo cual es una ventaja en el caso de que el aire estuviese cargado de polvo.

Este tipo ventilador es el más común en los sistemas de extracción. Usualmente, este ventilador trabaja a velocidades moderadas, con un factor de ruido también mediano, lo que los hace altamente recomendables.

La variación del flujo en función de la presión viene representado en la figura 1 del apéndice "A". Se observará que la potencia máxima se alcanzará en el punto donde el flujo es máximo; es preciso tener en cuenta este factor en la elección del ventilador.

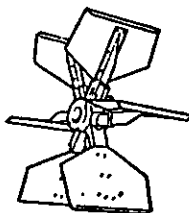


Figura. 1-10 Rueda de paletas:

b).- VENTILADOR DE ASPAS CURVADAS HACIA ADELANTE:

Los más altos rendimientos se obtienen cuando las aspas tienen la superficie curvada. Una forma muy corriente de la curvatura de las aspas es tener el lado cóncavo en el sentido de la rotación, tal como lo ilustra la figura 1-9b. Las aspas de este tipo tienen poca altura radial y son generalmente numerosas. Los ventiladores así contruidos son conocidos como "multipalas". Las aspas van montadas entre anillos laterales colocados en los brazos de una estrella o en un plato sólido montado sobre un árbol. La figura 1-11 muestra un caso típico.

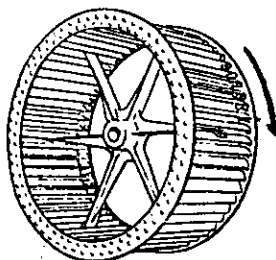


Figura 1-11. Rueda con álabes curvados hacia adelante.

El aspa curvada hacia el frente tiene el efecto de cuchara en el aire. Tal como se muestra en la figura 1-9b la velocidad del aire saliendo de este tipo es más grande que en otros. En consecuencia este diseño mueve más aire que otros para un diámetro y velocidad dados. En otras palabras para una capacidad dada, el ventilador con aspas curvadas hacia adelante es más pequeño y giran mas lentamente.

Los ventiladores de aspas curvadas hacia el frente son frecuentemente utilizados con poca o mediana presión estática a la salida.

Se utilizan generalmente en los sistemas de acondicionamiento de aire. No son recomendables para trabajos con polvo o humos que puedan adherirse a las aspas, causando desbalanceo en el rodete y provocando dificultad en el mantenimiento y limpieza de estos equipos.

La figura 2 del apéndice "A" representa las variaciones del flujo en función de la presión para ventiladores de aspas curvadas hacia adelante. El incremento de potencia a volumen máximo es bastante más acusado en este tipo que con la rueda a paletas.

Este factor afecta considerablemente la potencia del motor requerida para impulsar el ventilador.

c).- VENTILADORES CON ASPAS CURVADAS HACIA ATRÁS:

Este tipo de ventiladores tienen las aspas inclinadas en dirección opuesta al sentido de rotación del rodete como se muestra en la figura 1-12.

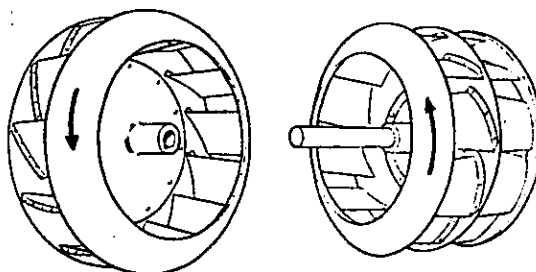


Figura 1-12. Rueda con álabes curvados hacia atrás.

Los mejores rendimientos en ventiladores centrifugos se obtienen cuando las aspas son curvadas hacia atrás. Estos tienen el lado convexo en el sentido de la rotación. Esta forma favorece el flujo del aire a través de las aspas, reduciendo el choque y las pérdidas por remolinos.

Estos ventiladores actúan a mayores velocidades tangenciales que los otros tipos. Las aspas son más largas radialmente que las del tipo curvado hacia adelante y por lo general más pesados, mientras que los impulsores están fuertemente reforzados con anillos y se precisa de arboles de secciones mayores.

El flujo para un diámetro dado de rueda es menor que en el caso de las aspas curvadas hacia adelante, no obstante, el rendimiento es algo mayor.

La figura 3 del apéndice "A" muestra la característica presión-flujo de los ventiladores con aspas curvadas hacia atrás. En este caso la potencia máxima está en la zona normal de trabajo.

Un caso especial es el ventilador con aspas aerodinámicas curvadas hacia atrás: las características de estos ventiladores pueden variar según cada fabricante, dependiendo del perfil de las aspas. Sin embargo, si estas aspas están correctamente diseñadas, los ventiladores son silenciosos, tienen una gran eficiencia y funcionan ligeramente, sin vibraciones en sus elementos. La construcción de estos ventiladores es muy especializada y se utilizan cuando se requiere un suministro de aire muy parejo y en donde el factor ruido es importante.

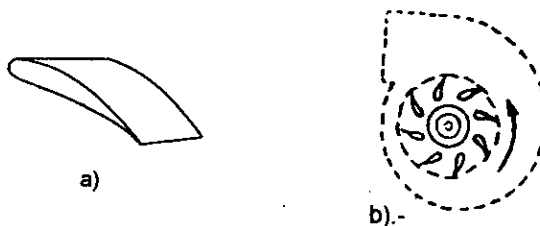


Figura 1-13. a) Perfil del aspa y b) aspas aerodinámicas.

1.2.2. SEGÚN EL TIPO DE DESCARGA.

En ocasiones se puede requerir diferentes direcciones de la abertura de descarga con respecto a la abertura de entrada. La figura 1-14 muestra las diferentes direcciones de rotación y descarga de ventiladores centrífugos. El sentido de rotación se determina mirando al ventilador por la cara del accionamiento, tanto sea de boca de aspiración única como de doble boca. La dirección de descarga se determina de acuerdo con diagramas. El ángulo de descarga está con referencia al eje horizontal del ventilador, y se designa en grados arriba o abajo del eje de referencia. En el caso de un ventilador suspendido o montado sobre la pared, el sentido de rotación y descarga se determina estando el ventilador sobre el suelo.

1.2.3. SEGÚN EL TIPO DE ENTRADA.

Hay tres tipos principales de entrada en ventiladores centrífugos: a) entrada sencilla y anchura sencilla; b) entrada doble y anchura sencilla; y, c) entrada doble y anchura doble. Ver figura 1-15.

En los ventiladores de anchura doble, el aire entra axialmente por ambos extremos de la flecha, obteniéndose un aprovechamiento de presión estática y eficiencia. Los ventiladores de doble entrada con anchura doble, no son más que la unión de dos ventiladores de entrada sencilla con anchura sencilla en una sola carcasa.

1.2.4. SEGÚN EL TIPO DE ACCIONAMIENTO.

Casi siempre los rodetes de los ventiladores centrífugos son accionados por motores eléctricos debido a su alta eficiencia y funcionamiento suave. Ocasionalmente son accionados por otros medios, como motores de gasolina o diesel, o turbinas de vapor. El rodete puede ser montado directamente al impulsor o a través de un acoplamiento rígido, o una transmisión por banda. La figura 1-15 ilustra los diversos tipos de accionamiento de los ventiladores centrífugos, siendo así, fácilmente identificables por el número de arreglo, anchura y número de entradas.

AF: A favor de las manecillas del reloj.
 EC: En contra de las manecillas del reloj.



AF. Horizontal
 más alta



AF. Angular más
 alta hacia abajo



AF. Hacia abajo



AF. Angular más
 baja hacia abajo



AF. Angular
 más alta ha-
 cia arriba



AF. Hacia arriba



AF. Angular más
 baja hacia arriba



AF. Horizontal
 más baja



EC. Horizontal
 más alta



EC. Angular más
 alta hacia arriba



EC. Hacia arriba



EC. Angular
 más baja hacia
 arriba.



EC. Angular más
 alta hacia abajo



EC. Hacia abajo



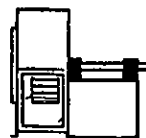
EC. Angular más
 baja hacia abajo



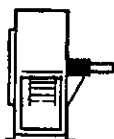
EC. Horizontal
 más baja

Figura 1-14 Designación de rotación y descarga de ventiladores centrífugos.⁷

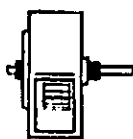
AS: anchura sencilla.
 ES: entrada sencilla.
 DA: doble anchura.
 DE: doble entrada.



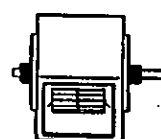
1.-ASES. Transmisión por banda o conexión directa. Dos chumaceras sobre la base.



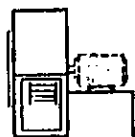
2.-ASES Transmisión por banda o directa, chumaceras soportadas en la carcasa



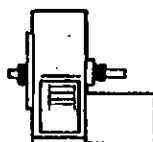
3.-ASES Transmisión por banda o directa, una chumaceras de cada lado soportadas por la carcasa



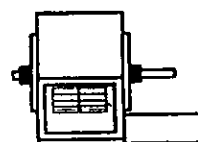
4.-DADE Transmisión por banda o directa, una chumacera de cada lado soportadas por la carcasa



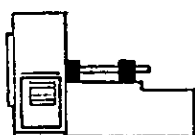
5.-ASES Transmisión directa. Rodete sobre la flecha del motor



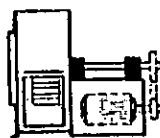
6.-ASES Transmisión por banda o directa. Arreglo 3 más base para motor



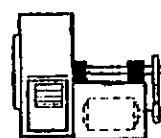
7.-DADE Transmisión por banda o directa. arreglo 4 más base para motor.



8.-ASES Arreglo 1 más base extendida para motor



9.-ASES Transmisión por banda. Motor fuera de la base



10.-ASES Transmisión por banda. Motor dentro de la base

Figura 1-15. Tipos de accionamiento para ventiladores centrífugos.⁷

1.2.5. SEGÚN EL TIPO DE CONSTRUCCIÓN.⁷

Hoy en día existen normas sobre la construcción de ventiladores centrífugos basadas en la presión que éstos desarrollan. Las cuatro clases de ventiladores son las siguientes:

Clase I: presión total máxima de $933 \frac{N}{m^2}$ (3.75 inH₂O).

Clase II: presión total máxima de $1680 \frac{N}{m^2}$ (6.75 inH₂O).

Clase III: presión total máxima de $3048 \frac{N}{m^2}$ (12.25 inH₂O).

Clase IV: presión total mayor de $3048 \frac{N}{m^2}$ (12.25 inH₂O).

1.3.- VENTILADORES DE FLUJO MIXTO.¹

Ventilador centrífugo con flujo lineal:

Es un rodete con aspas curvadas hacia atrás con una carcasa especial que permite su acoplamiento en una sección de ducto. Puede considerarse como una mezcla de un ventilador veno-axial y un centrífugo y todos los cambios en la dirección del flujo ocurren dentro del ventilador. En la figura 1-16 se muestra un ventilador de este tipo. Son adecuados para ventilación y acondicionamiento del aire en edificios, así como para extracción de humos, humidificación, secado, enfriamiento de motores y suministro de aire para combustión.

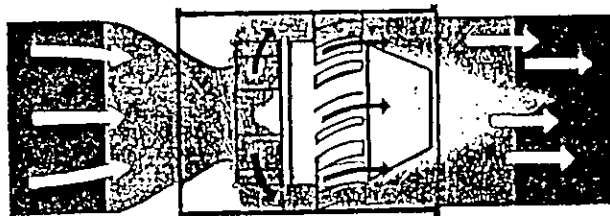


Figura 1-16. Ventilador centrífugo con flujo lineal.

CAPITULO 2.

CONCEPTOS BASICOS.

2.1.- TERMINOS USUALES.

2.1.1.-DENSIDAD (ρ):⁸

La densidad de una sustancia es la cantidad de masa por unidad de volumen y está en función de su temperatura y presión. La manera mas común de obtener la densidad de un gas es a través de una ecuación de estado que relaciona su presión, temperatura y volumen. Los gases ideales obedecen la ecuación

$$PV = nRT = \frac{m}{M} RT; \quad \rho = \frac{m}{V} \quad \therefore \quad \rho = \frac{MP}{RT} \quad \text{-----} \quad (1)$$

de donde:

ρ = densidad del gas [kg. / m³]

P = presión [N / m² ó Pa]

T = temperatura [°K]

M = peso molecular del gas [kg. / kmol]

R = constante de los gases $8305.65 \frac{\text{m}^3 \text{ Pa}}{\text{kmol } ^\circ\text{K}}$

Por norma, las curvas características de los ventiladores y tablas que figuran en los catálogos de los fabricantes de ventiladores, están calculadas a una densidad de 1.2 kg. / m³ la cual corresponde a una presión absoluta de 101325 Pa (1 atm.), una temperatura de bulbo seco de 20°C y 50% de humedad relativa. Esta densidad corresponde a aire estándar como lo define la Asociación de Nacional de Fabricantes de Ventiladores y Sociedad Americana de Ingenieros en Calefacción y Ventilación.

Las curvas características de los ventiladores pueden modificarse, no solamente variando la velocidad de giro del rodete, sino también con las variaciones de flujo de aire aspirado, variaciones debidas a las de la temperatura y de la presión atmosférica, o a

variaciones simultáneas de estas dos magnitudes. Para realizar los cálculos se aplica la ecuación (1).

2.1.2. FLUIDO:⁹

Todos los gases y líquidos reciben el nombre de fluidos, con lo cual se indica que no tienen forma definida como los sólidos, sino que fluyen, es decir, escurren bajo la acción de fuerzas.

2.1.3. FLUJO:

El flujo de un fluido, (en este caso aire), puede ser definido como el movimiento de las partículas que contiene ese fluido, desde un punto hasta otro en el espacio. El hecho de que una partícula se traslade en el espacio quiere decir que existe un flujo.

Dicha traslación puede ser ocasionada por cualquier tipo de energía, que finalmente se transformará en energía cinética de dicha partícula.

La cantidad de flujo que existe en una tubería, se define como la cantidad de materia o volumen de sustancia que pasa por una sección transversal de dicha tubería, en la unidad de tiempo, y estará determinado por la ecuación siguiente, llamada de continuidad.

$$Q = v A \text{ ----- (2)}$$

donde:

Q = Caudal o flujo. Cantidad de volumen por unidad de tiempo, también

llamado gasto volumétrico. [m³/ s]

v = Velocidad media del fluido en la sección, [m / s].

A = Area de la sección transversal de la tubería, [m²].

Para expresar el flujo en unidades de masa por unidad de tiempo, sólo debemos multiplicar la ecuación (2) por la densidad del fluido que se está manejando y obtendremos:

$$q = \rho v A \text{ ----- (3)}$$

donde: q = gasto másico.

2.1.4. CAPACIDAD:

La capacidad de los equipos que manejan aire, está principalmente determinada por la cantidad de flujo que pueden manejar, aunque también intervienen otros parámetros, como son las caídas de presión y la potencia necesaria para manejar éstas.

2.1.5. PRESIÓN:

La presión es la fuerza que se ejerce sobre una unidad de área; tiene como unidades $[F / L^2]$. La ecuación que la define es:

$$P = \frac{F}{A} \quad \text{-----} \quad (4)$$

donde: P = presión ejercida $[N / m^2]$

F = fuerza aplicada $[N]$

A = área sobre la cual se aplica la fuerza $[m^2]$

Generalmente la presión se expresa en kilogramos fuerza sobre centímetro cuadrado, milímetros de mercurio, milímetros de agua, newtons sobre metro cuadrado, entre otros muchos.

Una presión que se expresa como una columna de líquido, se refiere a la fuerza que ejerce la columna de fluido sobre el área de la base de la columna.

La variación de la presión con respecto a la altura de la columna de líquido se expresa como:

$$P = \gamma h \quad \text{-----} \quad (5)$$

donde: P = presión ejercida por la columna del líquido.

γ = peso específico del líquido

h = altura de la columna de líquido medida desde la base de la columna hasta la superficie. $[L]$

De esta forma, se puede expresar la presión en unidades de longitud (altura de un fluido). Existen aparatos de medición que utilizan este principio para medir presiones diferentes y son llamados manómetros de tubo en U como el que se muestra en la figura 2-1. La diferencia de altura entre las superficies del líquido, nos proporcionará la diferencia de presión entre P_1 y P_2 . Si por otro lado se considera que, una de las dos presiones es la atmosférica, la lectura que obtendremos será la presión manométrica del recipiente que se esté midiendo.

PRESIÓN ATMOSFÉRICA: El aire también produce sobre la superficie terrestre una presión debido a su peso, llamándosele a dicha presión atmosférica. La presión atmosférica varía según los puntos de la superficie terrestre. A nivel del mar la presión atmosférica es de 1.033 kg./cm.^2 o análoga a la que produciría una columna de 760 mmHg sobre un centímetro cuadrado de superficie. Esta presión recibe el nombre de normal.

PRESIÓN MANOMÉTRICA: Usando la presión atmosférica como referencia, la presión manométrica es una medida de la fuerza por unidad de área ejercida por un fluido, por encima de la presión atmosférica del lugar.

PRESIÓN DE VACÍO: Es una presión menor que la presión atmosférica, se mide como la diferencia entre la presión medida y la presión atmosférica en unidades de milímetros o pulgadas de mercurio de vacío.

PRESIÓN ABSOLUTA: Es la fuerza total por unidad de área ejercida por un fluido, y es igual a la presión atmosférica más la presión manométrica, o a la presión atmosférica menos la de vacío.

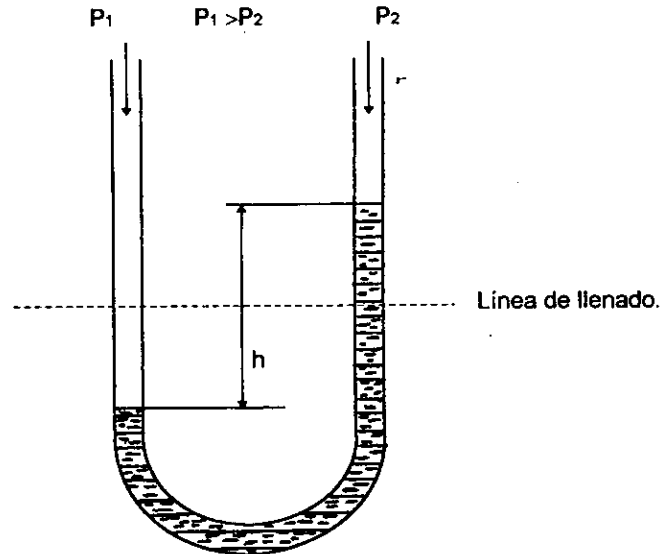


Figura 2-1. Manómetro de tubo en U.

Un fluido en movimiento sobre cualquier ducto, produce tres presiones distintas: presión estática, presión dinámica y presión total, la figura 2-2 ilustra dichas presiones.

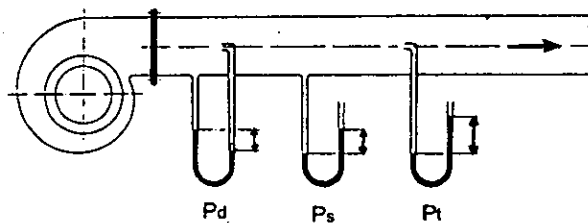


Figura 2-2. Presión dinámica (P_d), estática (P_s), y total (P_t).

PRESIÓN ESTÁTICA (P_s):¹⁰

La presión estática es la fuerza por unidad de área ejercida sobre paredes, ductos, tuberías, etc. de igual forma que la presión ejercida por el vapor dentro del cilindro de un calentador. La presión estática es la resistencia presentada al flujo de aire en un sistema, y es igual a la suma de todas las pérdidas de presión debido a la fricción

a través del ducto de trabajo incluyendo las secciones rectas, cambios de sección y de dirección, las restricciones tales como filtros, mallas de protección compuertas, etc., puede existir en un fluido en movimiento o en reposo, ya que todo fluido ejerce una presión sobre las paredes del recipiente que lo contiene, ejerciéndose por igual en todas las direcciones, siendo su valor el cociente entre el valor de esa fuerza y superficie que recibe su acción.

PRESIÓN DINÁMICA (P_d):^{10,11}

La presión dinámica es la que crea y mantiene la velocidad del fluido. El movimiento del aire es debido a la diferencia de presiones que existen entre dos puntos. Por lo tanto, la velocidad del flujo depende de la resistencia que encuentre la corriente del aire. Al igual que cualquier otra cosa que se mueve, el aire ejerce una presión contra los obstáculos que encuentra a su paso y es proporcional a su velocidad.

$$\text{Viene expresada por: } P_d = \frac{\rho \cdot v^2}{2 g_c} \text{ ----- (6)}$$

siendo: ρ = densidad del aire en kg./m^3

$$g = \text{aceleración de la gravedad (} g_c = 9.81 \frac{\text{kg m}}{\text{kg s}^2} \text{)}$$

v = velocidad del aire en m/s .

P_d = presión dinámica en $\frac{\text{kg.}}{\text{m}^2}$

PRESIÓN TOTAL (P_t):

La presión total es la presión debida al grado de compresión del aire y a su movimiento. Es la suma algebraica de la presión dinámica y de la presión estática en un punto. Si el aire se encuentra en reposo la presión total será igual a la presión estática.

La presión total de un ventilador es la diferencia entre la presión total a la salida del ventilador y la presión total a la entrada de éste, esta presión no es otra que la correspondiente a la base de una columna de fluido de altura h (definida anteriormente).

El interés del conocimiento de la presión total reside en ser directamente accesible en la práctica, por simple lectura en el manómetro.

2.1.6. CAÍDA DE PRESIÓN:

Es muy común que en la conducción de fluidos, al existir una fricción entre el fluido y las paredes del conducto y entre las partículas en sí del fluido, haya a lo largo del conducto una caída de presión, es decir, una disminución por disipación en la energía del fluido. Para explicar mejor este fenómeno, debemos estudiar un poco la ecuación de movimiento o de Bernoulli; como se le conoce habitualmente en los textos de mecánica de fluidos.

Al referimos primeramente al diagrama de la figura 2-3, que representa una tubería que cambia de dimensión en su diámetro y también cambia su posición con respecto a la referencia de altura. En este diagrama encontramos dos puntos marcados que nos servirán como referencia para estudiar la ecuación.

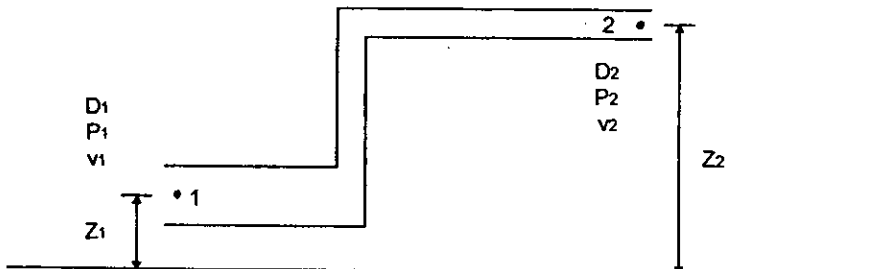


Figura 2-3. Diagrama de una tubería.

Si realizamos un balance de energía de la tubería mostrada, considerando que la energía en el punto 1 deberá ser la misma en el punto 2, así tendremos:

$$Z_1 \frac{g}{g_c} + \frac{P_1}{\rho} + \frac{v_1^2}{2g_c} = Z_2 \frac{g}{g_c} + \frac{P_2}{\rho} + \frac{v_2^2}{2g_c} + h_{fs} \quad (7)$$

esta será la forma general de la ecuación de movimiento del fluido.

La caída de presión a lo largo de los conductos, estará representada por la diferencia entre P_1 y P_2 de tal forma que sería:

$$P_1 - P_2 = \rho \left[(Z_2 - Z_1) \frac{g}{g_c} + \left(\frac{v_2^2 - v_1^2}{2g_c} \right) + h_{fs} \right] \quad (8)$$

Si consideramos que se pretende conservar la misma velocidad a lo largo de un conducto, o sea $v_1 = v_2$, y que la variación de alturas en el conducto será muy poca, es decir $Z_2 - Z_1 \cong 0$, podremos considerar que en realidad las caídas de presión estarán representadas en su mayor parte por las pérdidas ($P_1 - P_2 = h_{fs}$).

2.1.7. POTENCIA.

La Potencia Absorbida (N_A en watts), o bien potencia de entrada del ventilador, es la potencia al freno que se requiere en la flecha para accionar el ventilador. La potencia de entrada puede calcularse partiendo de mediciones por un dinamómetro.

La Potencia Útil (N_u) del ventilador, o potencia de salida, llamada también potencia del aire, es la energía que se le adiciona al flujo por unidad de tiempo.

La potencia útil del ventilador puede calcularse de la manera siguiente¹¹:

$$N_u = P_{tv} Q \quad (9)$$

en donde:

$$N_u = \text{potencia útil en watts } \left(\frac{\text{N m}}{\text{s}} \right).$$

$$P_{tv} = \text{presión total del ventilador en newtons sobre metro cuadrado } (\text{N} / \text{m}^2)$$

$$Q = \text{flujo volumétrico } (\text{m}^3 / \text{s})$$

2.1.8. EFICIENCIA (η).

Eficiencia total de un ventilador (η_{tv}):

El rendimiento o eficiencia total de un ventilador es la razón de la potencia útil del ventilador a la potencia absorbida del mismo:

$$\eta_{tv} = \frac{N_u}{N_A} = \frac{P_{tv} Q}{N_A} \quad (10)$$

Eficiencia estática de un ventilador (η_{sv}):

También es frecuente utilizar como parámetro descriptivo y comparativo del comportamiento de un ventilador a la llamada eficiencia estática, la cual se obtiene al sustituir en la ecuación (10) la presión total del ventilador por la presión estática del mismo; o sea:

$$\eta_{sv} = \frac{P_{sv} Q}{NA} \quad \text{-----} \quad (11)$$

2.2. TEORIA DE OPERACIÓN DE LOS VENTILADORES CENTRIFUGOS:*

2.2.1.-PRINCIPIO DE LOS VENTILADORES.

En ingeniería los ventiladores se usan principalmente para producir un flujo de gases de un punto a otro; es posible que la conducción del propio gas sea lo esencial, pero también en muchos casos, el gas actúa solamente como conductor de calor, frío, humedad, etc., o de material sólido, como ceniza, viruta, polvo de esmeril y otros.

Para que se produzca un flujo, de aire o gases es necesaria la presencia de una diferencia de presión, y esta diferencia debe ser creada por el ventilador. La diferencia de presión producida, se emplea en parte en acelerar el gas y en parte en vencer el rozamiento dentro del ventilador y cualquier resistencia que pueda existir fuera de éste.

En un sistema sin pérdida de flujo, toda energía transferida por el ventilador es aprovechable para crear velocidad en el gas; así en este caso existe solamente aumento de la presión dinámica del gas, el ventilador se dice que es de "descarga libre" (sin tener en cuenta las pérdidas en el propio ventilador). O sea, la condición teórica de operación donde la presión estática y resistencia es igual a cero. Este punto de operación no se alcanza nunca en aplicaciones normales de ventilación, excepto para un ventilador colocado en descarga libre tal como un ventilador axial.

En un sistema que ofrezca resistencia al flujo, parte de la energía transferida se emplea en vencer las pérdidas correspondientes: en este caso por consiguiente ambos

aumentos de presión, estática y dinámica, son necesarios para el ventilador. El ventilador se dice "estrangulado".

Cuando el ventilador funciona sin que haya flujo de gas a través de él, es decir con presión estática, se denomina ventilador "totalmente estrangulado".

Solamente la presión estática producida por el ventilador es generalmente capaz de vencer la resistencia en el sistema exterior al mismo, normalmente la presión dinámica, se pierde en su mayor parte, puesto que en la práctica no es posible su conversión en presión estática.

En un ventilador, una masa de gas en movimiento recibe energía por medio de uno o varios rodetes provistos de álabes. Normalmente aumenta la presión dinámica y estática del gas al pasar éste por el o los rodetes.

Por lo general, la velocidad del gas al salir del rodete se convierte parcialmente en presión estática en el paso entre la salida del rodete y la boca de salida del ventilador, forzando el gas al exterior a través de ésta, produciendo así un flujo continuo al gas.

En los ventiladores de flujo radial, la conversión de la energía de velocidad a presión estática tiene lugar dentro de la carcasa. Los ventiladores que se acoplan a un sistema de ductos tienen, por lo regular, un área de acoplamiento igual en la boca de entrada que en la de salida. Como en este caso la velocidad del gas y con ésta, la presión dinámica, son iguales en las conexiones del ventilador, el aumento total de la presión del ventilador se interpreta únicamente como un aumento de la presión estática entre las bridas de acoplamiento del ventilador.

Un ventilador de succión libre, por el contrario, absorbe aire de un local en tanto que la presión estática como la velocidad es igual a cero, y lo expulsa por la boca de salida a una velocidad determinada y mayor presión estática. Así, en este caso se interpreta el aumento total de la presión del ventilador como un aumento tanto de la presión estática como de la dinámica.

2.2.2. FACTORES DE ENERGÍA.¹²

Ya que cualquier aparato que hace que otro aparato se mueva está efectuando un trabajo, un ventilador demanda energía por si mismo para funcionar. La cantidad de energía necesaria depende del volumen de gas que se mueve, la resistencia contra la cual trabaja y la eficiencia de la máquina.

Para entender mejor esas relaciones de energía, observe el diagrama presión - volumen que se muestra para un ventilador típico y una compresora. (figura 2-4). El trabajo que el ventilador efectúa, es por supuesto el representado dentro del área cerrada por el ciclo del ventilador. El diagrama también muestra que los cambios de presión implicados son relativamente pequeños. A diferencia de compresoras las cuales trabajan contra presiones elevadas y donde el aumento de presión es significativo, el volumen de trabajo de un ventilador va a mover gas a presiones relativamente pequeñas.

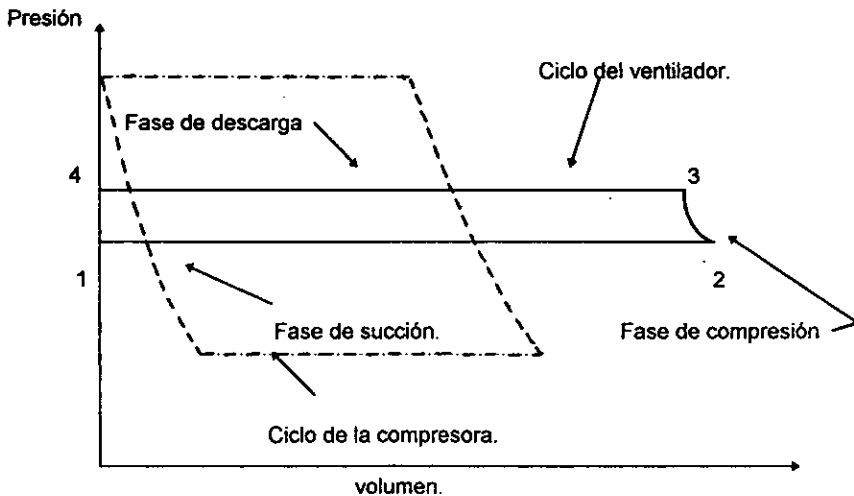


Figura 2-4. Comparación entre el ciclo de operación de un ventilador y una compresora.

2.2.3. COMPRESIÓN.¹²

En el diagrama, el volumen permanece virtualmente constante durante el período de compresión. Esto sucede porque el cambio en la densidad del gas entre la entrada del ventilador y su descarga es despreciable. Por lo tanto, el cambio de volumen durante el período de compresión puede ser considerado como cero. El trabajo realizado durante el ciclo del ventilador se encuentra correctamente expresado por la ecuación: Trabajo = $\Delta P \cdot Q$ donde ΔP es el incremento en presión a través del ventilador y Q es el volumen del aire o gas que se mueve.

El objeto primordial del ventilador es mover un flujo de gas, a menudo en grandes cantidades contra bajas resistencias, mientras que la compresora está diseñada principalmente para producir grandes presiones, con frecuencia a muy pequeños flujos de gas.

En el caso de ventiladores, el aumento de la presión es generalmente tan insignificante comparado con la presión absoluta del gas, que el volumen de éste puede considerarse inalterado durante el proceso de la operación; de este modo, el gas se considera incompresible.

Tratándose de compresoras, el aumento de la presión es de tal magnitud que produce variaciones en la densidad y en la temperatura del gas, variaciones de las que no se puede hacer caso omiso. Tiene que considerarse la compresibilidad del gas. El límite entre ventiladores y compresoras se determina normalmente, a base de esta diferencia en la metodología de cálculo. Desde luego, el límite exacto depende no sólo de la elevación de presión, sino también de la precisión requerida en el cálculo.

2.2.4. LEYES DE LOS VENTILADORES.^{5,13}

Generalmente no es práctico probar un ventilador a cada velocidad a la cual puede ser aplicado. Tampoco es posible simular cada densidad de entrada que puede

ser encontrada. Afortunadamente por medio del uso de una serie de ecuaciones, comúnmente conocidas como las "leyes de los ventiladores", es posible predecir con buena aproximación el funcionamiento de un ventilador a otras velocidades y densidades que aquella a las que originalmente fueron probados.

El funcionamiento de una serie completa de ventiladores geoméricamente similares (homólogos), es decir, aquellos que en todas sus dimensiones son proporcionales al diámetro del rodete., puede también ser calculado a partir del funcionamiento del ventilador más pequeño en la serie, empleando las ecuaciones correspondientes.

Las ecuaciones de las "leyes de los ventiladores" se indican a continuación como proporciones. Las variables con subíndice (1) se usan para designar el valor inicial o condiciones calculadas y el subíndice (2) se usa para designar las condiciones finales o condiciones básicas conocidas.

$$\frac{Q_1}{Q_2} = \frac{n_1}{n_2} \times \left(\frac{d_1}{d_2} \right)^3 \quad \text{-----} \quad (12)$$

$$\frac{P_1}{P_2} = \left(\frac{n_1}{n_2} \right)^2 \times \left(\frac{d_1}{d_2} \right)^2 \times \frac{\rho_1}{\rho_2} \quad \text{-----} \quad (13)$$

$$\frac{N_1}{N_2} = \left(\frac{n_1}{n_2} \right)^3 \times \left(\frac{d_1}{d_2} \right)^5 \times \frac{\rho_1}{\rho_2} \quad \text{-----} \quad (14)$$

donde: Q = flujo del gas [m³/ s.] n = velocidad del rodete, r.p.m.

P = presión [N/m²] ρ = densidad del gas, [kg./m³]

N = potencia en watts, [W] d = diámetro del rodete, [m]

Las ecuaciones anteriores tienen su origen en la teoría clásica de la mecánica de fluidos, y la precisión de los resultados obtenidos es suficiente para la mayoría de las aplicaciones.

LIMITACIONES: bajo ciertas condiciones las propiedades de los gases cambian y, por lo tanto, existen limitaciones al uso de las "leyes de los ventiladores." Resultados

aceptablemente precisos serán obtenidos cuando las siguientes limitaciones se consideren:

- 1).- El gas es considerado incomprensible.
- 2).- Si la proporción de diámetros (d_2 / d_1) y la proporción de velocidad angular (n_2 / n_1) son mayores que tres individualmente, o las proporciones (d_2 / d_1) x (n_2 / n_1) son mayores que tres colectivamente, se recomienda una prueba adicional sobre un ventilador con diámetro de rodete más grande, o pruebas adicionales sobre el mismo tamaño de ventilador a una velocidad angular mayor. Los cálculos no deberán extenderse a tamaños menores de ventiladores que el ventilador probado. (d_2 no menor que d_1).
- 3).- Ya que los cambios en la elevación resultan en variaciones de la densidad del gas en la localidad del ventilador, las limitaciones impuestas a "d" arriba también se aplican al funcionamiento de ventiladores que operen en altitudes diferentes.

2.2.5. CURVAS CARACTERÍSTICAS DE FUNCIONAMIENTO DEL VENTILADOR.^{14,15}

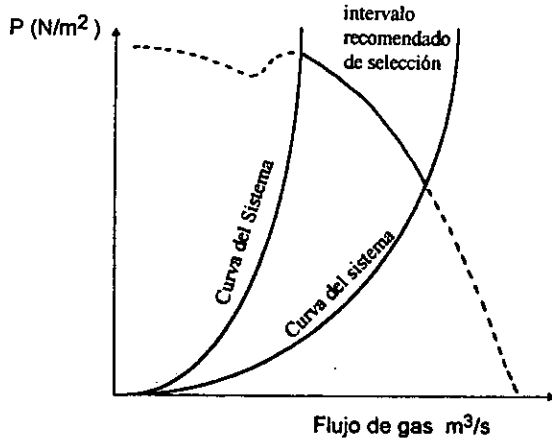
Una curva característica del ventilador es una representación gráfica del funcionamiento de un ventilador. Generalmente cubre el intervalo completo desde descarga libre (flujo sin obstrucción) hasta la no descarga (en un sistema de aire cerrado sin flujo de aire).

Una o más de las siguientes características pueden ser dibujadas contra el flujo de gas: presión total, presión estática, potencia al freno (en la flecha), eficiencia estática y eficiencia total. La densidad del gas, el tamaño del rodete y la velocidad angular, generalmente son constantes para la curva completa y deben ser indicados.

El comportamiento de los ventiladores también se encuentra representado en muchos catálogos por medio de tablas de funcionamiento, sin embargo, la gran mayoría de estas tablas no cubren el intervalo completo desde no descarga (cero m^3/s) a

descarga libre (máximo m^3/s) pero cubren el intervalo de operación más eficiente, aunque éste no se puede apreciar en la curva de funcionamiento a menos que sea trazada. La figura 2-5 ilustra el intervalo de funcionamiento recomendado de un ventilador centrífugo.

Figura 2-5. Intervalo de funcionamiento recomendado de un ventilador centrífugo.



En lo anterior se habla de las curvas características de diferentes tipos de ventiladores, a saber, la presión total, la presión estática, la potencia requerida y la eficiencia como función del flujo de gas.

En algunas ocasiones las gráficas presentan curvas auxiliares (curvas de estrangulamiento). Estas representan diferentes curvas del sistema, se numeran comenzando por el extremo más próximo al eje de ordenadas y este número es 10 veces el cociente anterior, es decir:

$$L = 10 \sqrt{\frac{P_d}{P_t}} \text{ ----- (15)}$$

La curva más lejana del eje de ordenadas, la décima, da la presión dinámica adicional que el ventilador transfiere al gas. Cuando el punto de funcionamiento del ventilador está situado en esta curva toda la energía transferida del ventilador al gas, se ha convertido en presión dinámica del gas, y no existe aumento de presión estática, la "Relación de presiones" es uno. $\frac{1}{1} = 1$ (es decir $L = 10 \sqrt{\frac{1}{1}} = 10$)

Es evidente que un buen ventilador debe estar construido de tal manera que su eficiencia sea la máxima dentro de un intervalo de operación en el que se pueda decir que el aparato está bien aprovechado económicamente. En ciertos casos puede haber motivación para permitir que un ventilador centrífugo opere en una estrangulación que corresponda, por ejemplo, a la línea 2, es decir con un área equivalente que represente sólo un 20% del área de descarga del ventilador: pero el ventilador operará entonces en los límites del intervalo en que ya no se puede decir que su rendimiento está económicamente bien aprovechado.

Por lo tanto, la curva de eficiencia de un buen ventilador debe ser alta y plana, dentro del intervalo de operación en que el rendimiento del aparato se aproveche bien económicamente, y la eficiencia más alta debe encontrarse en un punto un tanto central en este intervalo. Una eficiencia máxima que se encuentre dentro de un intervalo en que el ventilador esté demasiado estrangulado, carece de valor. La máxima eficiencia de los ventiladores centrífugos se halla generalmente dentro del área situada entre las líneas 3ª y 5ª, además se marcan las áreas en que la eficiencia de los ventiladores es mayor. Se deben procurar que los puntos de operación queden dentro de estos campos.

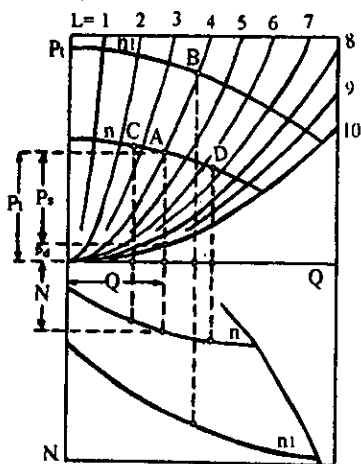


Figura 2-6. Diagrama de principio.

Refiriéndonos a la figura 2-6 para una velocidad "n" el punto de funcionamiento está situada en alguna parte de esta curva de velocidad por ejemplo en el punto A. Para este punto de funcionamiento pueden leerse los siguientes datos:

Caudal de aire. ----- Q.	Presión dinámica. ----- P_d .
Presión total. ----- P_t .	Potencia necesaria. ----- N.
Presión estática. ----- P_s	

Si la velocidad del ventilador se altera sin que cambién las restantes condiciones, por ejemplo, con una nueva velocidad n_1 el punto de funcionamiento cambiará moviéndose a lo largo de la curva de A hasta el punto B.

Esto significa que para un ventilador dado, se puede obtener una familia de curvas características variando la velocidad del motor.

Si la velocidad del ventilador se conserva constante, pero se altera el sistema de modo que cambie la resistencia que ofrece, el punto de funcionamiento variará moviéndose a lo largo de la curva de velocidad, por ejemplo, al punto C (cuando la resistencia aumenta) o al punto D (cuando la resistencia disminuye).

2.2.5.1. INFLUENCIA DE LA FORMA DEL ÁLABE.¹⁶

Las características de cada ventilador centrífugo se determinan por la anchura, profundidad, curvatura e inclinación de las paletas; por la velocidad y diámetro del rodete. A continuación se muestran los álabes del rodete más usuales en los ventiladores centrífugos y sus curvas características correspondientes.

a).- Álabes inclinados hacia atrás (figura 2-7). Sobre el intervalo de operación, la presión estática disminuye mientras el flujo del gas aumenta. Sin embargo, a caudales por debajo del intervalo de operación, el flujo de aire puede causar una región de

inestabilidad, tal y como se muestra en la figura 2-7. La potencia de este ventilador aumenta hasta un máximo en la presión pico y después disminuye, siendo una característica útil de no sobrecarga.

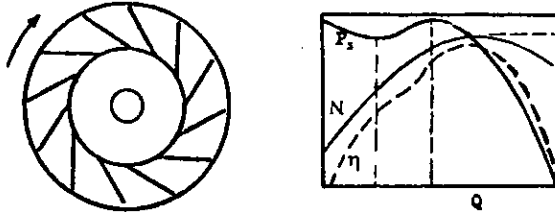


Figura 2-7. Alabes inclinados hacia atrás.

b).- Álabes curvados hacia atrás (figura 2-8). La curva característica es similar a la de álabes inclinados hacia atrás, pero la región de inestabilidad es menos pronunciada, de manera que el ventilador puede ser operado sobre el intervalo completo de flujo, desde completamente abierto hasta cerrado.

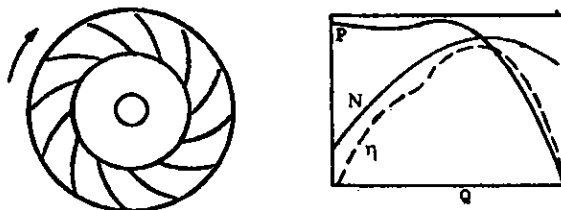


Figura 2-8. Álabes curvados hacia atrás.

c).- Álabes aerodinámicos huecos (figura 2-9). Estos álabes promueven flujo extremadamente uniforme y eficiencias de hasta el 90%. La operación es estable sobre el intervalo completo, el nivel de ruido es bajo y el ventilador puede ser operado a alta velocidad.

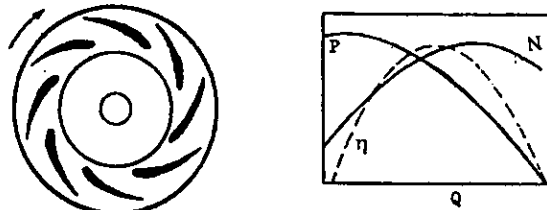


Figura 2-9. Álabes aerodinámicos huecos.

d).- Álabes radiales (figura 2-10). En este tipo de ventiladores la presión aumenta rápidamente hasta un punto máximo cerca del cierre, donde baja. La eficiencia estática máxima ocurre cerca de la presión máxima.

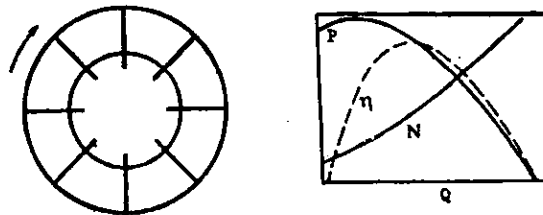


Figura 2-10. Aspas radiales.

e).- Álabes con punta radial (figura 2-11). Presentan un ángulo de ataque pequeño en el borde interior, permitiendo que el flujo de gas siga la forma del álabes con una turbulencia mínima. El borde exterior es curvado a casi una dirección radial, dando al ventilador una velocidad específica baja. Su operación es estable en todo su intervalo y su eficiencia es alta.

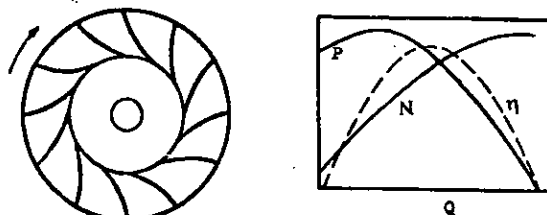


Figura 2-11. Álabes con punta radial.

f).- Álabes curvados hacia adelante (figura 2-12). Estos álabes producen baja eficiencia, pero grandes flujos. La curva característica tiene una región inestable donde el ventilador no puede ser operado. La máxima eficiencia ocurre sobre la presión máxima, y la potencia aumenta rápidamente.

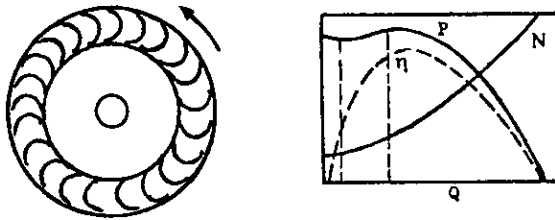


Figura 2-12. Aspas curvadas hacia adelante.

2.2.5.2.- Influencia del sistema.

Un sistema puede consistir simplemente en un ventilador con ductería conectada a la entrada y/o descarga. Un sistema más complicado puede incluir un ventilador, ductería, reguladores de flujo, filtros, difusores, serpentines de enfriamiento y calefacción, amortiguadores de ruido y aletas reguladoras.

Las causas más comunes de funcionamiento deficiente de la combinación ventilador-sistema, son las conexiones inadecuadas a la salida y el flujo no uniforme a la entrada, las cuales alteran las características aerodinámicas del ventilador. Esto ocurrirá si las conexiones de entrada y/o salida no son adecuadamente diseñadas o instaladas.

En un sistema se puede utilizar más de un ventilador: en serie o en paralelo. En los ventiladores en serie, el flujo a través de todos ellos es el mismo. En los ventiladores en paralelo, el flujo total del sistema se divide entre los ventiladores.

2.2.6. REGULACIÓN DE FLUJO.^{1,14}

La regulación de flujo volumétrico entregado por un ventilador centrífugo se realiza principalmente por los siguientes métodos:

- a).- Control de velocidad del motor
- b).- Control del regulador de salida
- c).- Control del regulador de entrada

El medio más eficiente para controlar la capacidad del ventilador es el uso de un motor de velocidad variable, pero es el método más caro. El uso de reguladores de salida de velocidad constante es el método menos caro, pero el menos eficiente (figura 2-13a).

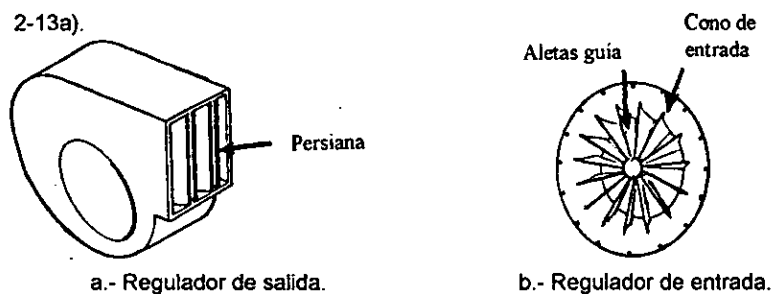


Figura 2-13. Reguladores de flujo.

En el tercer método se pueden usar aletas de entrada variable para ajustar la entrega eficiente del ventilador sobre un amplio intervalo (figura 2-13b).

2.2.7. PUNTO DE FUNCIONAMIENTO DE UN VENTILADOR.¹¹

El punto de funcionamiento de un ventilador, queda definido por el corte de su curva característica y la curva de resistencia de la instalación. A la hora de definir el punto de funcionamiento del ventilador, el mismo se determina en función de un caudal y un incremento de presión total ΔP_t , pero a veces sucede que la pérdida de carga prevista en el sistema es mayor que la real, con lo cual variará su punto de funcionamiento. Supongamos, figura 2-14, que inicialmente se había previsto el

funcionamiento con un caudal OQ y una pérdida de carga QB , con lo que el punto de funcionamiento estaría en el punto B. Si en la realidad la pérdida de carga en el sistema fuera QA , el punto de funcionamiento no será A ni B, sino C que es el punto de intersección de las dos curvas, proporcionando un caudal superior y consumiendo mayor potencia. Para resolver este problema se puede recurrir a dos soluciones:

a.- Estrangular el ventilador en forma de aumentar en el valor AB la pérdida de carga de la instalación, con lo cual el punto de funcionamiento real coincidirá con el previsto B.

b.- Reducir la velocidad del ventilador de forma de conseguir otra curva del ventilador que pase por el punto "A", lo que permitirá rebajar la potencia consumida. Esta última es, sin duda, una mejor solución que queda, no obstante, supeditada a la posibilidad mecánica de reducción de la velocidad del ventilador.

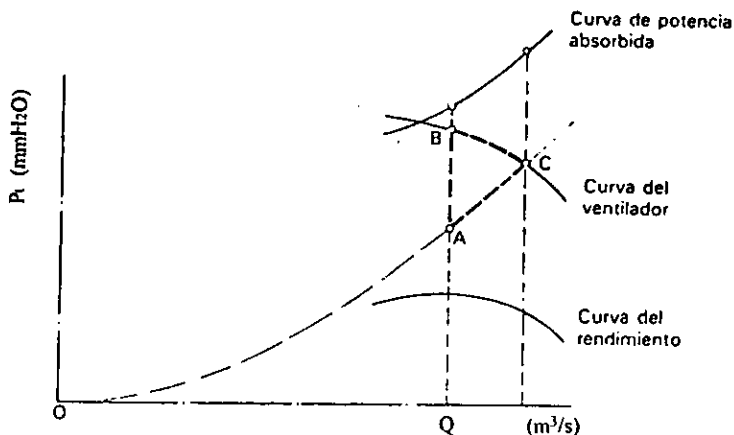


Figura 2-14.

En otras ocasiones se presenta la necesidad de tener que aumentar la presión dada por el ventilador debido a la circunstancia de introducción en el sistema de pérdidas de cargas adicionales debidas, por ejemplo, a la inclusión de un filtro en la instalación, ampliación de la longitud de ducto, etc.

Supongamos que, según la figura 2-15, el ventilador estuviese trabajando en el punto B. Al aumentar la pérdida de carga en el sistema en el valor BA, el punto de funcionamiento pasará a A, pero para llegar a este punto hay que partir de C aumentando las revoluciones. Aplicando la fórmula que nos da la variación de caudal en función de las revoluciones tendremos:

$$\left(\frac{Q_A}{Q_C}\right) = \left(\frac{n_A}{n_C}\right) \text{ de donde } n_A = n_C \left(\frac{Q_A}{Q_C}\right).$$

Será necesario, seguidamente, comprobar si el motor que tiene el ventilador es capaz de asumir el incremento de velocidad y de potencia absorbida.

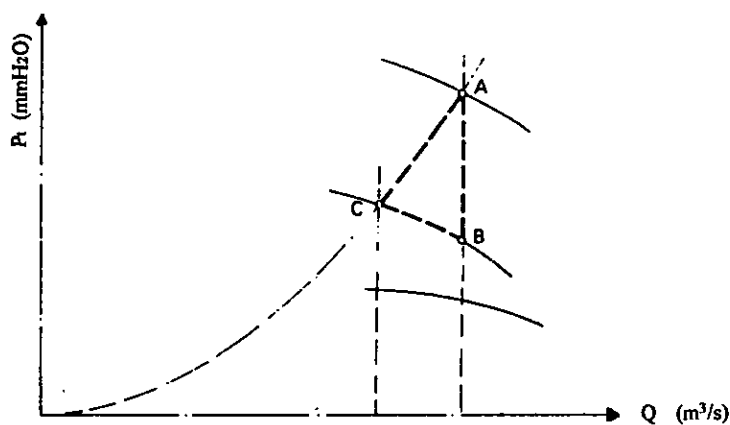


Figura 2-15.

En la elección de ventiladores se ha de procurar que el punto de funcionamiento esté lo más cercano posible al de mayor rendimiento. En el caso de que además del punto de funcionamiento presión-caudal se exijan un determinado número de revoluciones, puede suceder que para un determinado ventilador el problema esté indefinido al sobrar un dato, por lo que la velocidad de giro debe dejarse a la elección del fabricante del ventilador. Los accionamientos mediante bandas tiene la ventaja de que de una manera rápida y económica se pueden efectuar correcciones posteriores con el ventilador montado en la instalación.

2.2.8.-VENTILADORES FUNCIONANDO EN SERIE Y EN PARALELO.¹¹

A veces, en una instalación varios ventiladores trabajan juntos, distinguiéndose dos casos, que trabajen en serie o en paralelo. En el caso de instalación en serie la curva característica del conjunto de ventiladores se obtendrá por la suma de presiones para el mismo caudal. En el caso de trabajar en paralelo, la curva característica se obtendrá por suma de caudales a la misma presión.

La figura 2-16 nos muestra la curva característica (b) de dos ventiladores trabajando en serie y la curva característica (c) trabajando en paralelo, suponiendo que la curva (a) es la misma característica para los dos ventiladores.

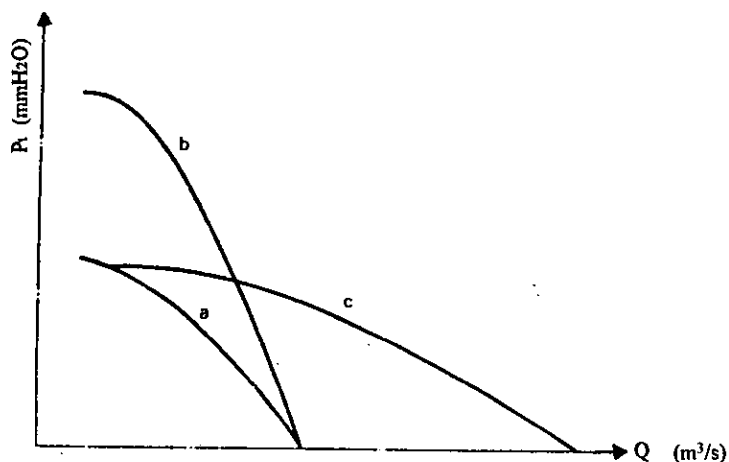


Figura 2-16. Curva característica de dos ventiladores, trabajando en serie y paralelo.

La ubicación de dos o más ventiladores en serie se usa generalmente para solventar aquellos casos en los que con un solo ventilador no se alcanza la presión estipulada. No obstante, en ciertos casos es obligado el empleo de ventiladores organizados en serie, pudiendo encontrarse los dos ventiladores próximos en una

misma instalación o distantes el uno del otro y debiendo impulsar el mismo volumen de fluido.

Este sistema de ventiladores en serie se da con frecuencia en las ventilaciones de túneles de galería en las minas y en la ventilación transversal de dos túneles que se realiza a grandes profundidades con respecto al nivel del terreno exterior, para reemplazar el aire viciado por aire puro.

CAPITULO 3.

APLICACIÓN Y SELECCIÓN DE VENTILADORES.

3.1. APLICACIONES.^{1,3,7}

La aplicación específica de un ventilador incluye consideraciones de aerodinámica, económicas y de adaptabilidad funcional. También tienen mucho que ver los parámetros de diseño como son la localización, altura sobre el nivel del mar, temperatura, tipo de gas a manejar, presión, etcétera.

Las condiciones económicas deberán evaluarse a partir del costo inicial y el costo de operación, incluyendo mantenimiento y refacciones. En este aspecto se deberá considerar al fabricante que provea las mejores facilidades. En cuanto a la adaptabilidad funcional de los ventiladores, en el capítulo uno se vieron según cada tipo, las aplicaciones que éstos tienen; sin embargo, aquí trataremos de explicar las aplicaciones generales.

La calefacción, la ventilación y los sistemas de aire acondicionado, requieren ventiladores para alimentar, extraer o recircular aire. Históricamente, los ventiladores centrífugos de alto rendimiento se han usado ya sea con aspas inclinadas hacia atrás o de perfil aerodinámico, para alimentar através de ductos a los sistemas. En la actualidad se usan tanto los ventiladores de tipo centrífugo como axiales. Los axiales han sido ampliamente utilizados para ventilación a bordo de barcos, debido a que en general, pueden fabricarse mucho más pequeños que los centrífugos. Los ventiladores centrífugos del tipo tubular y los axiales ajustables tienen demostrada demanda en los sistemas con ductos para servicio de descarga en la ventilación de edificios. Los centrífugos con venas variables en la entrada han empezado a utilizarse para alimentar sistemas de aire de volumen variable.

Los sistemas industriales de extracción, en general, requieren ventiladores que sean menos susceptibles al desbalanceo, que puedan resultar de las aplicaciones con gas sucio, que los ventiladores de aire limpio que se usan para calefacción, ventilación y aire acondicionado.

Existen en general dos tipos de extracción que son : *la extracción local*, es decir, la extracción que se realiza en un punto determinado de un proceso por medio de una campana de recolección y ductos de conducción, y *la extracción general*, que se efectúa a un nivel mas amplio, en la que se trata de remover grandes cantidades de aire para removerlo constantemente.

Sistemas de transporte de materiales: Algunos procesos industriales requieren el transporte de polvos o algunas sustancias, lo cual puede ser logrado por medio de ventiladores que soplen aire a través de ductos, pues ya que las partículas de polvo pueden ser suspendidas y transportadas por la corriente de aire. Estos sistemas son muy especiales ya que deben ser diseñados específicamente para el tipo de procesos y material que se requiere, debido a que influyen en el cálculo: el tamaño del polvo, el peso específico del mismo, si es corrosivo o no, la humedad del aire, y muchas otros factores. Ejemplos de estos sistemas se tienen en las fábricas de cementos, fabricas de chocolate, campos agrícolas altamente mecanizados, etc.

Sistemas de secado: otra aplicación de los ventiladores son los sistemas de secado por medio de aire caliente, o por la simple corriente de aire. Estos sistemas se utilizan para secar madera aglomerada, pulpa de papel, fibras, en algunos procesos químicos de producción de celulosas y en el secado de polímeros, entre otras muchas aplicaciones. Generalmente son sistemas que necesitan una gran cantidad de aire con una alta velocidad y, en caso de utilizarse aire caliente, se debe disponer de un sistema calefactor.

Los ventiladores son incorporados a muchos tipos de máquinas y equipos. Los secadores usan los ventiladores para circular aire caliente y eliminar humedad del producto. Algunos equipos electrónicos requieren ventiladores de enfriamiento, para evitar lapsos de calentamiento. También son utilizados en la producción de ácido sulfúrico, en casetas de prueba de motores para extraer los gases de la combustión, en las fundidoras de acero para proveer de aire a los hornos.

Aplicación específica de
ventiladores centrífugos:

Álabes curvados hacia atrás: los ventiladores con álabes curvados hacia atrás, se emplean para la conducción de gas o aire limpio.

Álabes radiales rectos: los álabes del tipo radial recto se emplean generalmente en ventiladores destinados a la conducción de gas o aire de un alto contenido de materia y partículas sólidas que la transportación de este material puede considerarse la principal finalidad del aparato. La velocidad del gas debe ser relativamente elevada para que las materias conducidas se mantengan flotando en el mismo. Su uso también es frecuente en minas.

Álabes curvados hacia adelante: usado principalmente en aplicaciones de baja presión para calefacción, ventilación y acondicionamiento de aire tales como calentadores domésticos y equipos paquete de acondicionamiento de aire.

Los ventiladores centrífugos se emplean ya sea para tiro inducido o tiro forzado. Los de tiro forzado soplan aire a presión media, por ejemplo, hacia el hogar de una caldera para que se realice la combustión; las aspas pueden ser curvadas hacia atrás, o aerodinámicas huecas. Los ventiladores de tiro inducido generalmente tienen paletas radiales o con punta radial.

Ventiladores Axiales:

Los ventiladores axiales son, en general, adecuados para la conducción de grandes volúmenes de aire o gas, contra bajas presiones. Por lo mismo, han tenido una gran aceptación en los usos industriales y en la técnica de acondicionamiento de aire y ventilación, se emplean en aparatos de aire caliente, como extractores de aire, etc. Los ventiladores axiales, se usan también para secadores, en aparatos para la recuperación de calor, tales como intercambiadores de calor, torres de enfriamiento, etc. Dentro de los usos industriales, los que se emplean con mayor frecuencia son los tubo axiales y los de aletas directrices, como se aprecia en la tabla 3-1.

3.2. MATERIALES DE CONSTRUCCIÓN.¹

Los materiales de construcción y los tipos de sellos dependen de la composición del gas que se maneje. Los materiales estándar incluyen hierro fundido y acero al carbono para carcasa; aluminio y acero al carbono en los impulsores y acero al carbono para los árboles. En algunos casos se pueden requerir otros materiales. Por ejemplo, si el ventilador tiene que mover una mezcla húmeda de amoníaco, dióxido de carbono y aire, puede ser necesario el acero inoxidable para todas las piezas que hacen contacto con el gas.

Se utilizan también los plásticos reforzados con fibra de vidrio (FRP), aunque tienen limitaciones en la presión.

La resistencia a la corrosión se puede aumentar con materiales especiales de revestimiento, a menudo obtenibles con los fabricantes y a menor costo que los materiales especiales. Sin embargo, la buena aplicación del revestimiento depende mucho de la experiencia en aplicaciones anteriores, en un servicio similar.

APLICACIÓN	Tubo - Axial	Axial con aletas guía	Radial	Curvado hacia Adelante	Inclinado hacia atrás	Curvado hacia atrás (aerodinámico)
Abastecimiento de aire para quemadores de petróleo y gas ó sea hogares de combustión	•	•	•	•	•	•
Aumento de presión de un gas			•		•	•
Planta con proceso de ventilación	•	•			•	•
Calderas, tiro forzado		•			•	•
Calderas, tiro inducido			•	•		
Escapes de hornos			•	•		
Suministros de hornos		•			•	•
Torres de enfriamiento	•					
Procesos de secado	•	•	•		•	•
Colectores de polvo y precipitador electrostático			•	•		
Gases de descarga de reactores o humo en chimenea			•	•		

TABLA 3-1.1

3.3. CRITERIOS BÁSICOS EN LA ELABORACIÓN DE SOLICITUDES DE COTIZACIÓN.¹

Antes de hacer una selección, es necesario realizar una evaluación comparativa de un determinado número de equipos, que cumplan satisfactoriamente con el servicio. Para realizar ésto, se hace necesario solicitar cotizaciones de los diferentes fabricantes. La elaboración de una requisición o solicitud de cotización, es pues la primera actividad a realizar dentro de la selección de una máquina.

3.3.1. DOCUMENTOS QUE INTEGRAN LA REQUISICIÓN.

La requisición del equipo deberá dirigirse a los fabricantes y la cual consta de los siguientes documentos:

1. Hoja de datos.
2. Especificaciones de referencia.
3. Cuestionario de evaluación técnica.
4. Limite de suministro.
5. Condiciones de venta y términos de pago.

1. *Hoja de datos*: en la hoja de datos deberá especificarse el número de unidades y el tipo de ventilador (axial o centrífugo) requeridos, así como su accionador (motor eléctrico, turbina de vapor, motor de combustión interna, etc.). Estos puntos deberán cubrir las necesidades de operación de la planta así como la disponibilidad de energía para el accionador. Por medio de la hoja de datos se solicitan las características que el equipo debe cumplir para ser evaluado. Una hoja de datos en general está constituida de las siguientes secciones:

- a.- Condiciones de operación.

- b.- Características constructivas.
- c.- Características del equipo auxiliar.
- d.- Datos del accionador.
- e.- Características del comportamiento del ventilador.
- f.- Materiales de construcción.
- g.- Peso y dimensiones aproximadas del ventilador y accionador.

2. *Especificaciones de referencia y requisitos específicos*: Los equipos cotizados por los proveedores o fabricantes, deberán cumplir como mínimo los requerimientos de las especificaciones de referencia.

AMCA. Asociación del Acondicionamiento y Movimiento de Aire.

ASTM. Sociedad Americana de Materiales y Pruebas.

ASME. Sociedad Americana de Ingenieros Mecánicos. Sección IV "procedimientos de soldadura".

Especificaciones generales para ventiladores de la firma de ingeniería y requisitos específicos. Los requisitos específicos cubren las modificaciones y/o adiciones a las especificaciones generales emitidas por la firma de ingeniería.

3.- *Cuestionario para evaluación técnica*: La finalidad de este cuestionario es complementar la información solicitada en la hoja de datos.

4.- *Limite de suministro*: Es el conjunto de componentes, dispositivos y accesorios que complementan al equipo, para un seguro y eficiente funcionamiento.

Como ejemplo podemos citar:

- a.- Control e instrumentación.
- b.- Base común (ventilador - accionador).
- c.- Herramientas especiales para mantenimiento.
- d.- Manual de operación y mantenimiento.
- e.- Refacciones.

5. *Condiciones de venta y términos de pago:* En este documento se solicitan los parámetros para la evaluación económica, tales como:

- a.- Validez de la oferta.
- b.- Garantía del equipo.
- c.- Programa de entrega para dibujos y equipos.
- d.- Tipo de empaque para transportación.
- e.- Sitio de entrega del equipo.
- f.- Términos de pago.
- g.- Desglose de precios (ventilador, accionador, instrumentos, etc.).
- h.- Costo total del equipo.
- i.- Costo del flete y seguro de transportación.
- j.- Costo de refacciones para dos años de operación.

Después de recopilar la información que debemos suministrar al fabricante mediante los documentos antes descritos, se procederá a enviarla a los posibles proveedores que previamente se han seleccionado por su experiencia y gama de fabricación.

El fabricante o proveedor deberá enviar junto con su oferta, los cuestionarios y hojas de datos completamente resueltos.

3.3.2. TABULACIÓN O CUADRO COMPARATIVO.

Una vez recopilada la información suministrada por los proveedores o fabricantes, se procederá al vaciado de datos correspondientes a las distintas ofertas recibidas. Para esto, se hace necesario la elaboración de un cuadro comparativo, en donde se pueda realizar una comparación, homogénea para poder evaluar y decidir la

aceptabilidad de la máquina. Obviamente todo dependerá del número de ofertas recibidas y de las distintas máquinas que se deben analizar.

El cuadro comparativo consta básicamente de los parámetros del equipo solicitado en la hoja de datos, cuestionario para evaluación, límites de suministro, condiciones de venta y términos de pago.

3.4. PARAMETROS DE SELECCION.^{4,7,18}

Son los puntos o factores que influyen en el análisis y la evaluación de un ventilador. Por esta razón es necesario considerar todos los factores posibles que influyen en una selección, y serán todos aquellos que cumplan con las características exigidas en la solicitud de cotización. A continuación se presentan algunos de ellos que de manera personal se consideran mínimos.

3.4.1. Parámetros técnicos.

- | | |
|-----------------------------------|--|
| a).- Caudal | h).- Rendimiento y potencia de accionamiento |
| b).- Presión estática | i).- Clase de construcción |
| c).- Presión dinámica | j).- Accionador del ventilador |
| d).- Tipo y tamaño del ventilador | k).- Control de flujo |
| e).- Temperatura de operación | l).- Posición de motor |
| f).- Potencia del accionador | m).- Nivel de Ruido |
| g).- Materiales de construcción | |

3.4.2. Parámetros económicos.

- 1.- Costo Anual de Operación
- 2.- Costos Derivados.
- 3.- Costo Total del Equipo.

1.- *Costo Anual de Operación.* El cálculo del costo anual de operación es importante debido a que nos ayuda a seleccionar el equipo más eficiente, esto es, el de menor consumo de energía.

2.- *Costos Derivados.* Dentro de este parámetro se debe incluir todos los costos derivados de:

Flete de estimado al sitio de las instalaciones.

Seguro de transportación.

Pruebas necesarias.

Refacciones.

El resultado obtenido por este concepto, deberá ser tomado en cuenta dentro del costo total del equipo, debido a que en algunas ocasiones, el resultado de este parámetro eleva considerablemente el costo total del equipo.

3.- *Costo Total del Equipo.* Este parámetro deberá ser analizado bajo un mismo criterio, es decir, para todos los casos (ofertas) se debe considerar el mismo contenido total de equipo. Dentro del costo total del equipo es de vital importancia incluir el correspondiente al de las partes de repuesto para arranque y dos años de operación, ya que suele suceder que estas partes resultan ser excesivamente caras y afectar notablemente el costo total de operación del equipo en los siguientes años.

Existen otros factores que se toman en consideración al realizar el análisis económico dentro de los cuales podemos citar:

Tiempo de entrega.

Validez de la oferta.

Garantía del equipo.

CAPITULO 4.

TRABAJO EXPERIMENTAL.

El objetivo principal de este trabajo consiste en determinar experimentalmente las curvas características de un ventilador centrífugo. El conocimiento de las curvas características es indispensable para seleccionar correctamente un ventilador tomando en consideración las características del sistema en que va a operar, o para determinar el punto de funcionamiento de un ventilador ya instalado en un sistema determinado.

Para obtener las curvas características de un ventilador se mantiene constante la velocidad de rotación del impulsor (n), se hace variar el flujo (Q) y se efectúa una serie de mediciones orientadas a obtener la información necesaria para poder hacer las gráficas de las curvas $P_{tv} - Q$, $P_{sv} - Q$, $N_u - Q$, $N_A - Q$, $\eta_{tv} - Q$, $\eta_{sv} - Q$. Estas curvas características del ventilador muestran su comportamiento en todo su intervalo de operación. El ensayo completo de un ventilador consiste de un conjunto de ensayos elementales, caracterizado cada uno por una diferente velocidad de rotación del impulsor. Para el ensayo que se expone en este trabajo, solo es posible que el impulsor del ventilador gire a 1980 r.p.m. El conjunto de gráficas que se puede construir a partir de la información que se obtiene en el ensayo completo, revela todas las posibilidades de operación del ventilador.

Para obtener las curvas y pruebas mencionadas se requieren dispositivos e instrumentos de medición que permiten: variar la velocidad de giro del impulsor, variar el caudal de aire que maneja el ventilador, medir las presiones (total, estática, dinámica.) del ventilador y determinar la potencia en la flecha del ventilador.

4.1. DESCRIPCION DEL EQUIPO.

El ventilador es de tipo centrífugo, con álabes curvados hacia atrás (aerodinámicos) respecto a la dirección de rotación; aspira el aire directamente de la

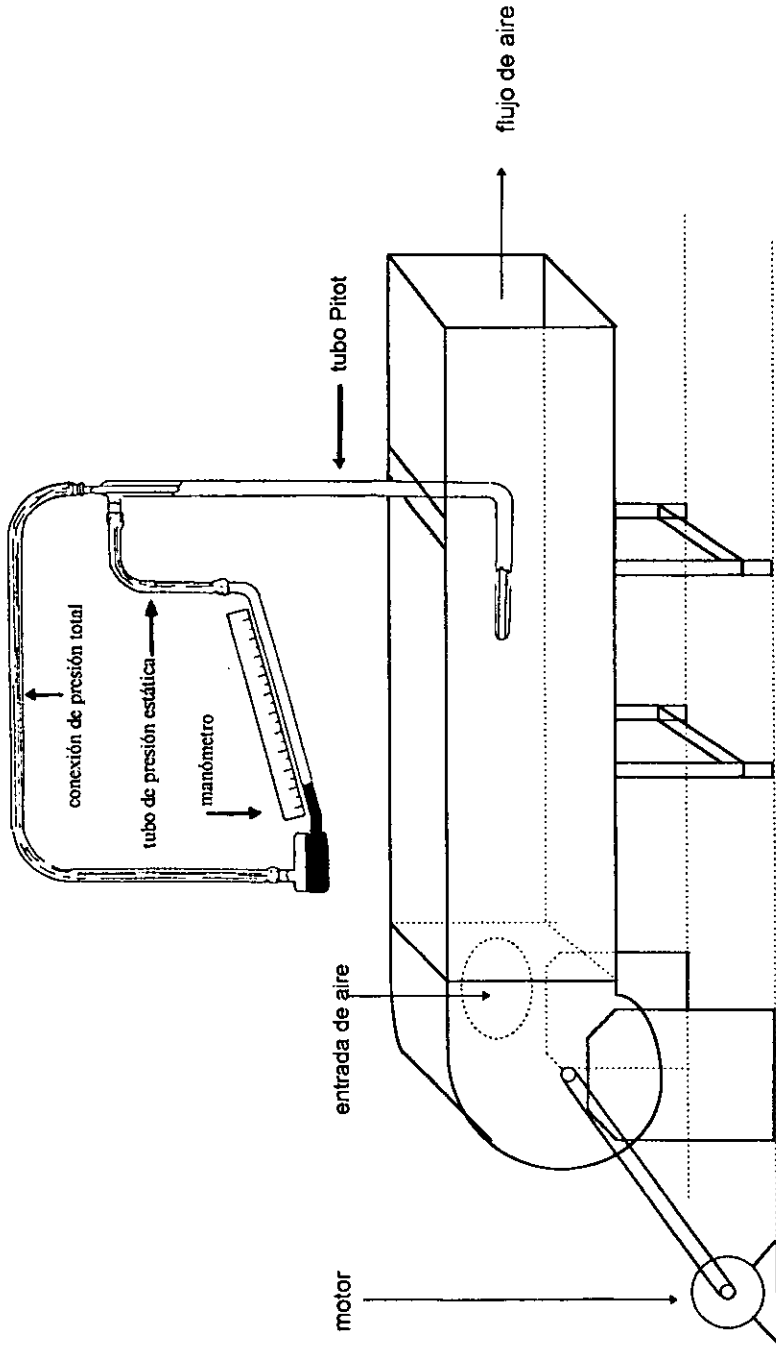


Figura 4-1. Equipo utilizado para determinar las curvas características.

atmósfera. Para hacer funcionar el ventilador se utiliza un motor eléctrico trifásico de 3HP. El ventilador descarga en un ducto de sección cuadrada de 40 cm. X 40 cm. y, una longitud de 594.5 cm., aproximadamente a las 2/3 partes de la longitud total del ducto partiendo del ventilador, se dispone un tubo Pitot movable, el cual permite determinar la presión dinámica, estática y la presión total de descarga del ventilador en diferentes puntos de la sección de ensayo. En el extremo en que el ducto descarga a la atmósfera se pueden colocar compuertas con orificios de diferentes diámetros para regular el caudal de aire. Se cuenta con cinco compuertas, una de ellas sin orificio y las otras cuatro con orificios cuyo diámetro son de 32 cm., 22.5 cm., 16 cm., y 11.2 cm.

A un costado del equipo se encuentra un manómetro de tubo inclinado con un ángulo de inclinación de 40°, a este equipo se encuentra conectado el tubo pitot.

4.2. PROCEDIMIENTO PARA REALIZAR EL ENSAYO DEL VENTILADOR.^{8,15,17}

4.2.1. REGULACION DEL FLUJO DE AIRE: La variación del flujo de aire que maneja el ventilador se realiza colocando compuertas con orificios de diferente diámetro en el extremo en que el ducto descarga a la atmósfera. Con dichas compuertas se puede hacer funcionar al ventilador en seis condiciones diferentes, por lo que para trazar las curvas características se dispondrá de igual número de puntos experimentales.

4.2.2. MEDICION DEL FLUJO DE AIRE:¹⁸ el flujo de aire que maneja el ventilador en una condición de funcionamiento cualquiera puede expresarse por la ecuación (2):

$$Q = vA \text{ ----- (2)}$$

en donde: Q = flujo o caudal [m³/ s]

A = área de la sección transversal del ducto [m²]

v = velocidad media del flujo de aire [m / s]

de la ecuación (2) se concluye que el problema que representa medir el flujo se reduce a la determinación de la velocidad media del flujo. El procedimiento que para tal fin se emplea en este trabajo, se denomina " Método de sondeo de la vena del fluido," que consiste en que aproximadamente a las 2/3 partes de la longitud total del ducto partiendo del ventilador, se dispone un tubo de Pitot movable, el cual permite determinar la diferencia entre la presión total y la estática del fluido o sea la presión dinámica y la velocidad de circulación en diferentes puntos de la sección de ensayo.

La velocidad del fluido en una condición de funcionamiento cualquiera puede expresarse por la ecuación:

$$v = \sqrt{2g \frac{\rho_{fm}}{\rho} h_d} \quad \text{-----} \quad (16)$$

en donde: v = velocidad del fluido [m / s]

ρ_{fm} = densidad del fluido manométrico [kg. / m³]

ρ = densidad del aire [kg. / m³]

h_d = diferencia de niveles en el manómetro diferencial [m]

g = aceleración de la gravedad ($g = 9.81 \text{ m / s}^2$)

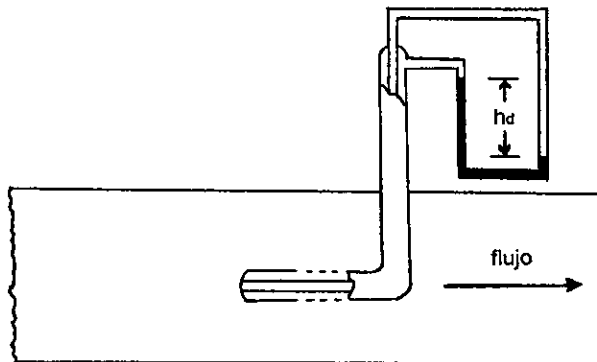


Figura 4 -2. Esquema de un tubo Pitot dentro de una corriente de aire.

estrictamente la ecuación (44) evalúa la velocidad teórica; la velocidad real se obtiene al multiplicar la teórica por un coeficiente de velocidad del tubo Pitot que oscila de 0.1 a 1,

el cual se determina experimentalmente. Sin embargo, si el tubo Pitot se orienta paralelamente al flujo se puede tomar un valor unitario para el coeficiente de velocidad.

Debido a que la velocidad del aire que circula por el ducto no es uniforme en toda la sección transversal, es preciso efectuar una serie de mediciones en diferentes puntos de la sección, a fin de obtener el valor medio. En la figura 4-3 se representa la sección transversal del ducto, en ellas se indican los puntos en que es recomendable emplazar el tubo Pitot con la finalidad de sondear la vena del fluido; mediante el empleo de una corredera horizontal dispuesta sobre el ducto y con marcas de profundidad hechas sobre el eje vertical del tubo se consigue colocar el tubo Pitot en las posiciones que se muestran en la figura 4-3. La velocidad media del fluido estará dada por:

$$v = \frac{1}{9} \sum_{i=1}^9 \sqrt{2g \frac{\rho_{fm}}{\rho} h_{di}}$$

$$v = \sqrt{2g \frac{\rho_{fm}}{\rho}} \times \frac{\sqrt{h_{d1}} + \sqrt{h_{d2}} + \dots + \sqrt{h_{d9}}}{9} \quad (17)$$

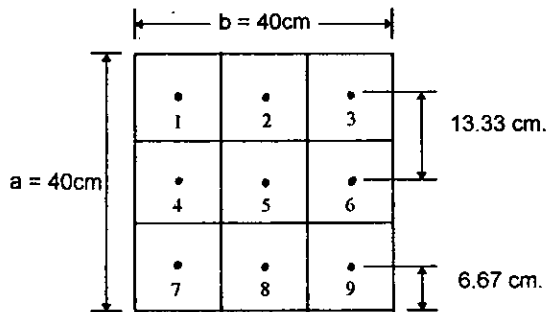


Figura 4-3. Sección transversal del ducto.

4.2.3.-DETERMINACION DE LA PRESIÓN TOTAL DEL VENTILADOR: la presión total del ventilador es la diferencia entre la presión total del aire en la descarga y la del aire en la succión, su determinación se lleva acabo colocando un tubo pitot en las secciones de succión y de descarga del ventilador y midiendo la diferencia entre las presiones

totales por ellos registrados, mediante un manómetro diferencial. Puesto que el ventilador aspira el aire directamente de la atmósfera, la presión total en la succión es igual a la presión atmosférica local, por lo que para determinar la presión total del ventilador sólo se requiere un manómetro diferencial con una de sus ramas abierta a la atmósfera y con la otra conectada a un tubo pitot dispuesto en la sección de descarga del ventilador. La figura 4-4 muestra el arreglo descrito, de donde se deduce que:

$$P_{tv} = P_{t2} - P_{t1} = \rho_{fm} g h_t \quad \text{-----} \quad (18)$$

donde: P_{tv} = presión total del ventilador [N / m²]

P_{t2} = presión total en la descarga del ventilador [N / m²]

P_{t1} = presión total en la succión del ventilador [N / m²]

h_t = diferencia de nivel del fluido manométrico [m]

ρ_{fm} = densidad del fluido manométrico [kg./ m³]

g = aceleración de la gravedad ($g = 9.81 \text{ m / s}^2$)

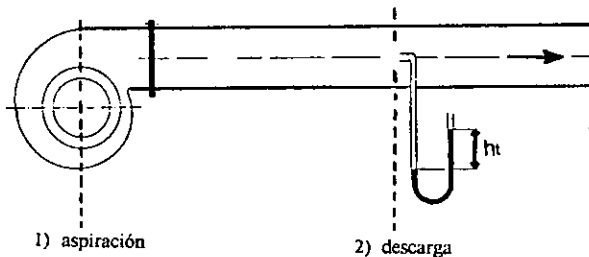


Figura 4-4. Arreglo que permite medir la presión total del ventilador.

4.2.4. DETERMINACION DE LAPRESION ESTATICA DEL VENTILADOR

La presión estática del ventilador se determina a partir de que:

$$P_{sv} = P_{tv} - P_{dv} \quad \text{-----} \quad (19)$$

pero por definición de P_{dv} se tiene que $P_{dv} = \frac{\rho}{2} v_2^2 - \frac{\rho}{2} v_1^2$ y debido a que el ventilador

succiona directamente de la atmósfera, resulta que $v_1 = 0$. Por otra parte, al tener en

cuenta que el ducto donde descarga el ventilador es de sección transversal constante y que la densidad del aire no sufre variación considerable, se infiere que $v_2 = v_1$, por lo que finalmente se obtiene que:

$$P_{sv} = P_{tv} - \frac{\rho v^2}{2} \quad \text{-----} \quad (20)$$

donde: P_{sv} = presión estática del ventilador [N / m²]

P_{tv} = presión total del ventilador [N / m²]

ρ = densidad del aire [kg./ m³]

v = velocidad media del aire [m / s]

4.2.5-DETERMINACION DE LA POTENCIA.¹⁸

a).- Potencia en la flecha del ventilador:

La determinación de la potencia se lleva acabo a partir de la potencia eléctrica que consume el motor que lo impulsa; para tal objeto se aplica la siguiente fórmula:

$$N_A = \sqrt{3} V I f \eta_m \quad \text{-----} \quad (21)$$

en donde:

N_A = potencia en la flecha del ventilador [w]

V = voltaje entre fases [volts]

I = corriente por fase [amperes]

f = factor de potencia [$f = 0.85$]

η_m = eficiencia estimada del motor y la transmisión ($\eta_m = 0.9$)

b).- Potencia Util: esta potencia puede calcularse a partir de la ecuación (9).

$$N_u = P_{tv} Q \quad \text{-----} \quad (9)$$

en donde:

N_u = potencia útil en watts [$N \frac{m}{s}$].

P_{tv} = presión total del ventilador en $N / m.^2$

Q = flujo o caudal [m^3/ s]

4.2.6.-DETERMINACION DE LA EFICIENCIA

La eficiencia total y la eficiencia estática se calculan aplicando las ecuaciones (10) y (11) respectivamente.

$$\eta_{tv} = \frac{N_u}{N_A} \text{ ----- (10)}$$

$$\eta_{sv} = \frac{P_{sv} Q}{N_A} \text{ ----- (11)}$$

4.3.-TECNICA DE OPERACIÓN.

- 1.-El tubo Pitot instalado en el tubo de la descarga del ventilador se conecta al manómetro inclinado.
- 2.-El equipo se hace funcionar en seis condiciones distintas, para ello se utilizan cinco compuertas, en la primer condición el ducto no tiene compuerta por lo tanto el flujo de aire es el mayor. Para las cinco condiciones siguientes el área del orificio de la compuerta decrece hasta hacerse nula.
- 3.-Para una condición se anotan los nueve valores de la diferencia de niveles h_d (ó presión dinámica) indicados en el manómetro que registra el tubo pitot en las posiciones descritas con anterioridad, el tubo pitot debe tener conectadas ambas ramas al manómetro.
- 4.-En cada condición se toman lecturas de la diferencia de niveles h_t (ó presión total), para ello se conecta el tubo concéntrico del tubo pitot al manómetro, este ultimo debe tener una de sus ramas abiertas a la atmósfera.

4.-En cada condición se conecta una electropinza en la alimentación de energía y se lee el valor del voltaje e intensidad de corriente.

5.-Al inicio de la operación o si se prefiere en cada condición se mide las revoluciones por minuto a que gira el impulsor del ventilador (las r.p.m. permanecen constantes en toda la operación).

6.-Se registra la temperatura y presión del lugar donde se esta operando el equipo.

4.4.-INFORMACIÓN NECESARIA ANTES DE LA EXPERIMENTACIÓN.

Condiciones de operación:

el ángulo de inclinación (α) del manómetro es de 40 grados

temperatura del agua = 16°C

densidad del agua a 16°C (ρ_{fm}) = 998.97 kg./ m³

presión atmosférica = 586 mmHg = 0.771 atm.

temperatura del aire = 18°C = 291°K

peso molecular del aire (M) = 29 kg./ kmol.

$$R = 8305.65 \frac{\text{m}^3 \text{ Pa}}{\text{kmol} \text{ } ^\circ\text{K}}$$

densidad del aire (ρ) = 0.9374 kg./ m³ este valor se calcula utilizando la ecuación (1)

$$\rho = \frac{M P}{R T} = \frac{29 \frac{\text{kg.}}{\text{kmol}} \times 78126.91 \text{ Pa}}{8305.65 \frac{\text{m}^3 \text{ Pa}}{\text{kmol} \text{ } ^\circ\text{K}} \times 291^\circ\text{K}} = 0.9374 \text{ kg./ m}^3$$

4.5.-DATOS OBTENIDOS DEL TRABAJO EXPERIMENTAL.

Datos registrados durante las pruebas al ventilador, la nomenclatura que aparece en las tablas de datos es la siguiente: h_t = presión total en cmH₂O, h_d = presión dinámica en cmH₂O, V = voltaje en volts, I = intensidad de corriente en amperes.

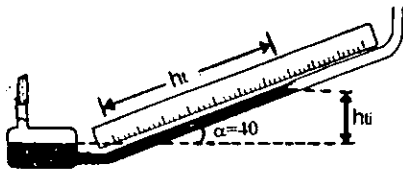
Prueba No.9: $n = 1980$ r.p.m., h_t = presión total [cmH₂O], h_d = presión dinámica [cmH₂O]

Condición		posiciones del tubo pitot									V	I
		1	2	3	4	5	6	7	8	9		
1	ht	0.8	0.9	1.0	0.8	1.0	1.1	1.0	1.0	1.1	200	4.5
	hd	0.7	0.8	0.9	0.7	0.9	1.0	0.9	0.9	1.0		
2	ht	4.2	4.1	4.0	4.2	4.0	3.9	4.2	4.1	4.0	200	4.8
	hd	0.8	0.7	0.6	0.8	0.6	0.5	0.8	0.7	0.6		
3	ht	9.4	9.2	9.1	9.3	9.1	9.1	9.4	9.4	9.1	200	5.0
	hd	0.4	0.3	0.2	0.4	0.2	0.2	0.5	0.5	0.2		
4	ht	13.1	13.1	13.1	13.1	13.1	13.1	13.1	13.1	13.2	200	4.8
	hd	0.2	0.2	0.2	0.2	0.1	0.1	0.2	0.2	0.2		
5	ht	13.5	13.5	13.6	13.6	13.5	13.6	13.6	13.5	13.6	200	4.4
	hd	0.1	0.1	0.2	0.1	0.1	0.1	0.1	0.1	0.1		
6	ht	13.7	13.7	13.7	13.7	13.7	13.7	13.7	13.7	13.7	200	4.0
	hd	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0		

Prueba No.10: $n = 1980$ r.p.m., h_t = presión total [cmH₂O], h_d = presión dinámica [cmH₂O]

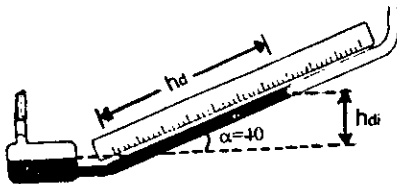
Condición		posiciones del tubo pitot									V	I
		1	2	3	4	5	6	7	8	9		
1	ht	0.9	0.9	1.2	0.9	1.1	0.9	0.9	1.1	1.0	200	4.6
	hd	0.7	0.7	1.0	0.7	0.9	0.8	0.8	0.9	0.9		
2	ht	4.1	4.0	3.9	4.2	4.0	3.8	4.2	4.1	4.0	200	4.8
	hd	0.7	0.7	0.6	0.8	0.6	0.5	0.8	0.7	0.7		
3	ht	9.3	9.2	9.2	9.3	9.1	9.1	9.3	9.2	9.1	200	5.0
	hd	0.4	0.3	0.3	0.4	0.2	0.2	0.4	0.3	0.2		
4	ht	13.2	13.2	13.1	13.2	13.2	13.1	13.2	13.2	13.2	200	4.8
	hd	0.2	0.2	0.1	0.2	0.2	0.1	0.2	0.2	0.2		
5	ht	13.6	13.5	13.5	13.6	13.6	13.6	13.6	13.6	13.6	200	4.4
	hd	0.1	0.1	0.1	0.1	0.1	0.1	0.1	0.1	0.1		
6	ht	13.7	13.7	13.7	13.7	13.7	13.7	13.7	13.7	13.7	200	4.0
	hd	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0		

Es necesario corregir los datos obtenidos en el ensayo; puesto que el manómetro se inclino formando un ángulo de 40 grados respecto a la horizontal, por lo tanto de las figuras mostradas calculamos los valores de h_t y h_d corregidos, expresados en metros columna de agua.



$$h_{ti} = h_t \text{ Sen } 40$$

donde h_{ti} = valor corregido



$$h_{di} = h_d \text{ Sen } 40$$

donde h_{di} = valor corregido

Cálculos que indican el procedimiento para obtener el valor correcto de h_t y h_d ,

los valores que se utilizan son tomados a partir de la condición 1 de la prueba No. 1

$$h_{t1} = 0.8 \text{ cm Sen } 40 = 0.5142 \text{ cm} = 5.142\text{E-}3 \text{ m}$$

$$h_{d1} = 0.7 \text{ cm Sen } 40 = 0.45 \text{ cm} = 4.5\text{E-}3 \text{ m}$$

Puesto que la presión total (h_t) es el valor promedio de las presiones totales más la pérdida de presión entre el ventilador y la sección de ensayos para cada punto, es necesario calcular la pérdida de presión entre el ventilador y la sección de ensayo, la cual se determina mediante la siguiente fórmula:

$$\Delta P = 0.01285 L \frac{a+b}{a b} h_d$$

donde: L = distancia entre el ventilador y el tubo pitot = 3.215m

a = lado largo de la sección de la tubería = 0.40 m

b = lado corto de la sección de la tubería = 0.40 m

h_d = presión dinámica en cada punto [mH₂O]

ΔP = pérdida de presión entre el ventilador y la sección de ensayo [mH₂O]

$$h_{t1} = 5.142\text{E-}3 + \Delta P = 5.142\text{E-}3\text{mH}_2\text{O} + (0.01285 \times 3.215\text{m} \frac{0.4\text{m} + 0.4\text{m}}{0.4\text{m} \times 0.4\text{m}} \times 4.5\text{E-}3\text{mH}_2\text{O})$$

$$h_{t1} = 6.07\text{E-}3 \text{ mH}_2\text{O}$$

Prueba No. 9: h_t = presión total en mH₂O y h_d = presión dinámica en mH₂O.

Condición		Posiciones del tubo pitot								
		1	2	3	4	5	6	7	8	9
1	h_t	6.07E-3	6.84E-3	7.62E-3	6.07E-3	7.62E-3	8.39E-3	7.62E-3	7.62E-3	8.39E-3
	h_d	4.50E-3	5.14E-3	5.78E-3	4.50E-3	5.78E-3	6.42E-3	5.78E-3	5.78E-3	6.42E-3
2	h_t	2.80E-2	2.72E-2	2.65E-2	2.80E-2	2.65E-2	2.57E-2	2.80E-2	2.72E-2	2.65E-2
	h_d	5.14E-3	4.50E-3	3.85E-3	5.14E-3	3.85E-3	3.21E-3	5.14E-3	4.50E-3	3.85E-3
3	h_t	6.09E-2	5.95E-2	5.87E-2	6.03E-2	5.87E-2	5.87E-2	6.10E-2	6.10E-2	5.87E-2
	h_d	2.57E-3	1.92E-3	1.28E-3	2.57E-3	1.28E-3	1.28E-3	3.21E-3	3.21E-3	1.28E-3
4	h_t	8.44E-2	8.44E-2	8.44E-2	8.44E-2	8.43E-2	8.43E-2	8.44E-2	8.44E-2	8.51E-2
	h_d	1.28E-3	1.28E-3	1.28E-3	1.28E-3	6.42E-4	6.42E-4	1.28E-3	1.28E-3	1.28E-3
5	h_t	8.69E-2	8.69E-2	8.76E-2	8.75E-2	8.69E-2	8.75E-2	8.75E-2	8.69E-2	8.75E-2
	h_d	6.42E-4	6.42E-4	1.28E-3	6.42E-4	6.42E-4	6.42E-4	6.42E-4	6.42E-4	6.42E-4
6	h_t	8.80E-2	8.80E-2	8.80E-2	8.80E-2	8.80E-2	8.80E-2	8.80E-2	8.80E-2	8.80E-2
	h_d	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00

Prueba No. 10: h_t = presión total en mH₂O y h_d = presión dinámica en mH₂O.

Condición		Posiciones del tubo pitot								
		1	2	3	4	5	6	7	8	9
1	h_t	6.71E-3	6.71E-3	9.03E-3	6.71E-3	8.26E-3	6.84E-3	6.84E-3	8.26E-3	7.62E-3
	h_d	4.50E-3	4.50E-3	6.42E-3	4.50E-3	5.78E-3	5.14E-3	5.14E-3	5.78E-3	5.78E-3
2	h_t	2.72E-2	2.66E-2	2.58E-2	2.80E-2	2.65E-2	2.50E-2	2.80E-2	2.72E-2	2.66E-2
	h_d	4.50E-3	4.50E-3	3.85E-3	5.14E-3	3.85E-3	3.21E-3	5.14E-3	4.50E-3	4.50E-3
3	h_t	6.03E-2	5.95E-2	5.95E-2	6.03E-2	5.87E-2	5.87E-2	6.03E-2	5.95E-2	5.87E-2
	h_d	2.57E-3	1.92E-3	1.92E-3	2.57E-3	1.28E-3	1.28E-3	2.57E-3	1.92E-3	1.28E-3
4	h_t	8.51E-2	8.51E-2	8.43E-2	8.51E-2	8.51E-2	8.43E-2	8.51E-2	8.51E-2	8.51E-2
	h_d	1.28E-3	1.28E-3	6.42E-4	1.28E-3	1.28E-3	6.42E-4	1.28E-3	1.28E-3	1.28E-3
5	h_t	8.75E-2	8.69E-2	8.69E-2	8.75E-2	8.75E-2	8.75E-2	8.75E-2	8.75E-2	8.75E-2
	h_d	6.42E-4	6.42E-4	6.42E-4	6.42E-4	6.42E-4	6.42E-4	6.42E-4	6.42E-4	6.42E-4
6	h_t	8.80E-2	8.80E-2	8.80E-2	8.80E-2	8.80E-2	8.80E-2	8.80E-2	8.80E-2	8.80E-2
	h_d	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00

Finalmente se realiza el valor promedio de h_t (presión total) para cada condición, así, las tablas anteriores quedan de la forma siguiente

CAPITULO 5.

TRATAMIENTO DE DATOS.

5.1.-CALCULOS.

Cálculos que indican el procedimiento para obtener (como ilustración) los puntos que serán utilizados para trazar las curvas características del ventilador a partir de la prueba No.5; es necesario señalar que el procedimiento es el mismo para las pruebas restantes.

Condición No.1:

Cálculo de la velocidad promedio en el ducto, a partir de la ecuación (17):

$$v = \frac{1}{9} \sqrt{2 \left(9.81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} \right) \frac{998.97 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}}{0.9374 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}} \left(\sqrt{5.14\text{E-}3\text{m}} + \sqrt{5.78\text{E-}3\text{m}} + \sqrt{5.78\text{E-}3\text{m}} + \sqrt{4.5\text{E-}3\text{m}} + \sqrt{5.78\text{E-}3\text{m}} + \sqrt{6.42\text{E-}3\text{m}} + \sqrt{5.14\text{E-}3\text{m}} + \sqrt{5.14\text{E-}3\text{m}} + \sqrt{5.14\text{E-}3\text{m}} \right)} = 10.6369 \text{ m/s.}$$

Flujo de aire en el ducto, ecuación (2):

$$Q = v A = 10.6369 \text{ m/s} \times 0.16 \text{ m}^2 = 1.7019 \text{ m}^3 / \text{s}$$

a partir de la ecuación (18) determinamos la presión total del ventilador:

$$P_{tv} = \rho_{fm} g h_t = 998.97 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \times 9.81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} \times 7.32\text{E-}3\text{m} = 71.73 \text{ N} / \text{m}^2$$

la presión estática del ventilador se determina utilizando la ecuación (20), así tenemos:

$$P_{sv} = P_{tv} - \frac{\rho v^2}{2} = 71.73 \frac{\text{N}}{\text{m}^2} - \frac{0.9374 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \times (10.6369 \frac{\text{m}}{\text{s}})^2}{2} = 18.70 \frac{\text{N}}{\text{m}^2}$$

a través de la ecuación (21) calculamos la potencia en la flecha del ventilador:

$$N_A = V \times I \times 0.85 \times \sqrt{3} \times \eta_m = 200\text{V} \times 4.6\text{A} \times 0.85 \times \sqrt{3} \times 0.9 = 1219.01 \text{ W}$$

la potencia útil se calcula a partir de la ecuación (9):

$$N_u = P_{tv} Q = 71.73 \frac{\text{N}}{\text{m}^2} \times 1.7019 \frac{\text{m}^3}{\text{s}} = 122.08 \text{ W}$$

cálculo de la eficiencia total del ventilador:

$$\eta_{tv} = \frac{N_u}{N_A} = \frac{122.08 \text{ W}}{1219.01 \text{ W}} = 0.1001$$

cálculo de la eficiencia estática del ventilador:

$$\eta_{sv} = \frac{P_{sv} Q}{N_A} = \frac{18.70 \frac{\text{N}}{\text{m}^2} \times 1.7019 \frac{\text{m}^3}{\text{s}}}{1219.01} = 0.0261$$

Condición No.2:

Cálculo de la velocidad promedio en el ducto, a partir de la ecuación (17):

$$v = \frac{1}{9} \sqrt{\frac{2(9.81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}) \frac{998.97 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}}{0.9374 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}} (\sqrt{5.14\text{E-}3\text{m}} + \sqrt{4.5\text{E-}3\text{m}} + \sqrt{3.85\text{E-}3\text{m}} + \sqrt{5.14\text{E-}3\text{m}} + \sqrt{5.14\text{E-}3\text{m}} + \sqrt{2.57\text{E-}3\text{m}} + \sqrt{3.85\text{E-}3\text{m}} + \sqrt{4.5\text{E-}3\text{m}} + \sqrt{3.21\text{E-}3\text{m}})}{}} = 9.3297 \text{ m/s.}$$

Flujo de aire en el ducto, ecuación (2):

$$Q = v A = 9.3297 \text{ m/s} \times 0.16 \text{ m}^2 = 1.4927 \text{ m}^3 / \text{s}$$

a partir de la ecuación (18) determinamos la presión total del ventilador:

$$P_{tv} = \rho_{tm} g h_t = 998.97 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \times 9.81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} \times 2.7\text{E-}2\text{m} = 264.59 \text{ N} / \text{m}^2$$

la presión estática del ventilador se determina utilizando la ecuación (20), así tenemos:

$$P_{sv} = P_{tv} - \frac{\rho v^2}{2} = 264.59 \frac{\text{N}}{\text{m}^2} - \frac{0.9374 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \times (9.3297 \frac{\text{m}}{\text{s}})^2}{2} = 223.79 \frac{\text{N}}{\text{m}^2}$$

a través de la ecuación (21) calculamos la potencia en la flecha del ventilador:

$$N_A = V \times I \times 0.85 \times \sqrt{3} \times \eta_m = 200\text{V} \times 4.8\text{A} \times 0.85 \times \sqrt{3} \times 0.9 = 1272.01 \text{ W}$$

la potencia útil se calcula a partir de la ecuación (9):

$$N_u = P_{tv} Q = 264.59 \frac{\text{N}}{\text{m}^2} \times 1.4927 \frac{\text{m}^3}{\text{s}} = 394.97 \text{ W}$$

cálculo de la eficiencia total del ventilador:

$$\eta_{tv} = \frac{N_u}{N_A} = \frac{394.97 \text{ W}}{1272.01 \text{ W}} = 0.3105$$

cálculo de la eficiencia estática del ventilador:

$$\eta_{sv} = \frac{P_{sv} Q}{N_A} = \frac{223.79 \frac{N}{m^2} \times 1.4927 \frac{m^3}{s}}{1272.01} = 0.2626$$

Condición No.3:

Cálculo de la velocidad promedio en el ducto, a partir de la ecuación (17):

$$v = \frac{1}{9} \sqrt{2(9.81 \frac{m}{s^2}) \frac{998.97 \frac{kg}{m^3}}{0.9374 \frac{kg}{m^3}} (\sqrt{2.57E-3m} + \sqrt{1.92E-3m} + \sqrt{1.92E-3m} + \sqrt{2.57E-3m} + \sqrt{1.92E-3m} + \sqrt{1.28E-3m} + \sqrt{3.21E-3m} + \sqrt{1.92E-3m} + \sqrt{1.92E-3m})} = 6.634 \text{ m/s.}$$

Flujo de aire en el ducto, ecuación (2):

$$Q = v A = 6.634 \text{ m/s} \times 0.16 \text{ m}^2 = 1.0614 \text{ m}^3/\text{s}$$

a partir de la ecuación (18) determinamos la presión total del ventilador:

$$P_{tv} = \rho_m g h_t = 998.97 \frac{kg}{m^3} \times 9.81 \frac{m}{s^2} \times 5.97E-2m = 585.05 \text{ N/m}^2$$

la presión estática del ventilador se determina utilizando la ecuación (20), así tenemos:

$$P_{sv} = P_{tv} - \frac{\rho v^2}{2} = 585.05 \frac{N}{m^2} - \frac{0.9374 \frac{kg}{m^3} \times (6.634 \frac{m}{s})^2}{2} = 564.42 \frac{N}{m^2}$$

a través de la ecuación (21) calculamos la potencia en la flecha del ventilador:

$$N_A = V \times I \times 0.85 \times \sqrt{3} \times \eta_m = 200V \times 5A \times 0.85 \times \sqrt{3} \times 0.9 = 1325.01 \text{ W}$$

la potencia útil se calcula a partir de la ecuación (9):

$$N_u = P_{tv} Q = 585.05 \frac{N}{m^2} \times 1.0614 \frac{m^3}{s} = 621 \text{ W}$$

cálculo de la eficiencia total del ventilador:

$$\eta_{tv} = \frac{N_u}{N_A} = \frac{621 \text{ W}}{1325.01 \text{ W}} = 0.4686$$

cálculo de la eficiencia estática del ventilador:

$$\eta_{sv} = \frac{P_{sv} Q}{N_A} = \frac{564.42 \frac{N}{m^2} \times 1.0614 \frac{m^3}{s}}{1325.01} = 0.4521$$

Condición No.4:

Cálculo de la velocidad promedio en el ducto, a partir de la ecuación (17):

$$v = \frac{1}{9} \sqrt{2(9.81 \frac{m}{s^2}) \frac{998.97 \frac{kg}{m^3}}{0.9374 \frac{kg}{m^3}} (\sqrt{1.28E-3m} + \sqrt{1.28E-3m} + \sqrt{1.28E-3m} + \sqrt{1.28E-3m} + \sqrt{1.28E-3m})} + \sqrt{1.28E-3m} + \sqrt{1.28E-3m} + \sqrt{1.28E-3m} + \sqrt{1.28E-3m} = 5.1733 \text{ m/s.}$$

Flujo de aire en el ducto, ecuación (2):

$$Q = v A = 5.1733 \text{ m/s} \times 0.16 \text{ m}^2 = 0.8277 \text{ m}^3 / \text{s}$$

a partir de la ecuación (18) determinamos la presión total del ventilador:

$$P_{tv} = \rho_m g h_t = 998.97 \frac{kg}{m^3} \times 9.81 \frac{m}{s^2} \times 0.0851 \text{ m} = 833.97 \text{ N/m}^2$$

la presión estática del ventilador se determina utilizando la ecuación (20), así tenemos:

$$P_{sv} = P_{tv} - \frac{\rho v^2}{2} = 833.97 \frac{N}{m^2} - \frac{0.9374 \frac{kg}{m^3} \times (5.1733 \frac{m}{s})^2}{2} = 821.47 \frac{N}{m^2}$$

a través de la ecuación (21) calculamos la potencia en la flecha del ventilador:

$$N_A = V \times I \times 0.85 \times \sqrt{3} \times \eta_m = 200 \text{ V} \times 4.7 \text{ A} \times 0.85 \times \sqrt{3} \times 0.9 = 1245.51 \text{ W}$$

la potencia útil se calcula a partir de la ecuación (9):

$$N_u = P_{tv} Q = 833.97 \frac{N}{m^2} \times 0.8277 \frac{m^3}{s} = 690.30 \text{ W}$$

cálculo de la eficiencia total del ventilador:

$$\eta_{tv} = \frac{N_u}{N_A} = \frac{690.30 \text{ W}}{1245.51 \text{ W}} = 0.5542$$

cálculo de la eficiencia estática del ventilador:

$$\eta_{sv} = \frac{P_{sv} Q}{N_A} = \frac{821.47 \frac{N}{m^2} \times 0.8277 \frac{m^3}{s}}{1245.51} = 0.5458$$

Condición No.5:

Cálculo de la velocidad promedio en el ducto, a partir de la ecuación (17):

$$v = \frac{1}{9} \sqrt{\frac{998.97 \frac{kg}{m^3}}{2(9.81 \frac{m}{s^2}) \frac{0.9374 \frac{kg}{m^3}}{m^3}} (\sqrt{6.42E-4m} + \sqrt{6.42E-4m} + \sqrt{6.42E-4m} + \sqrt{6.42E-4m} + \sqrt{6.42E-4m})}$$

$$+ \sqrt{6.42E-4m} + \sqrt{6.42E-4m} + \sqrt{6.42E-4m} + \sqrt{6.42E-4m} = 3.6637 \text{ m/s.}$$

Flujo de aire en el ducto, ecuación (2):

$$Q = v A = 3.6637 \text{ m/s} \times 0.16 \text{ m}^2 = 0.5862 \text{ m}^3 / \text{s}$$

a partir de la ecuación (18) determinamos la presión total del ventilador:

$$P_{tv} = \rho_m g h_t = 998.97 \frac{kg}{m^3} \times 9.81 \frac{m}{s^2} \times 0.0877m = 859.45 \text{ N} / \text{m}^2$$

la presión estática del ventilador se determina utilizando la ecuación (20), así tenemos:

$$P_{sv} = P_{tv} - \frac{\rho v^2}{2} = 859.45 \frac{N}{m^2} - \frac{0.9374 \frac{kg}{m^3} \times (3.6637 \frac{m}{s})^2}{2} = 853.15 \frac{N}{m^2}$$

a través de la ecuación (21) calculamos la potencia en la flecha del ventilador:

$$N_A = V \times I \times 0.85 \times \sqrt{3} \times \eta_m = 200V \times 4.3A \times 0.85 \times \sqrt{3} \times 0.9 = 1139.51 \text{ W}$$

la potencia útil se calcula a partir de la ecuación (9):

$$N_u = P_{tv} Q = 859.45 \frac{N}{m^2} \times 0.5862 \frac{m^3}{s} = 503.81 \text{ W}$$

cálculo de la eficiencia total del ventilador:

$$\eta_{tv} = \frac{N_u}{N_A} = \frac{503.81 \text{ W}}{1139.51 \text{ W}} = 0.4421$$

cálculo de la eficiencia estática del ventilador:

$$\eta_{sv} = \frac{P_{sv} Q}{N_A} = \frac{853.15 \frac{N}{m^2} \times 0.5862 \frac{m^3}{s}}{1139.51} = 0.4388$$

Condición No.6:

Cálculo de la velocidad promedio en el ducto, a partir de la ecuación (17):

$$v = \frac{1}{9} \sqrt{2 \left(9.81 \frac{m}{s^2} \right) \frac{998.97 \frac{kg}{m^3}}{0.9374 \frac{kg}{m^3}} (\sqrt{0m} + \sqrt{0m} + \sqrt{0m} + \sqrt{0m} + \sqrt{0m} + \sqrt{0m} + \sqrt{0m} + \sqrt{0m} + \sqrt{0m} + \sqrt{0m})} = 0 \text{ m/s.}$$

Flujo de aire en el ducto, ecuación (2):

$$Q = v A = 0 \text{ m/s} \times 0.16 \text{ m}^2 = 0 \text{ m}^3 / \text{s}$$

a partir de la ecuación (18) determinamos la presión total del ventilador:

$$P_{tv} = \rho_m g h_t = 998.97 \frac{kg}{m^3} \times 9.81 \frac{m}{s^2} \times 0.0887 \text{ m} = 869.25 \text{ N} / \text{m}^2$$

la presión estática del ventilador se determina utilizando la ecuación (20), así tenemos:

$$P_{sv} = P_{tv} - \frac{\rho v^2}{2} = 869.25 \frac{N}{m^2} - \frac{0.9374 \frac{kg}{m^3} \times (0 \frac{m}{s})^2}{2} = 869.25 \frac{N}{m^2}$$

a través de la ecuación (21) calculamos la potencia en la flecha del ventilador:

$$N_A = V \times I \times 0.85 \times \sqrt{3} \times \eta_m = 201 \text{ V} \times 4 \text{ A} \times 0.85 \times \sqrt{3} \times 0.9 = 1060.01 \text{ W}$$

la potencia útil se calcula a partir de la ecuación (9):

$$N_u = P_{tv} Q = 869.25 \frac{N}{m^2} \times 0 \frac{m^3}{s} = 0 \text{ W}$$

cálculo de la eficiencia total del ventilador:

$$\eta_{tv} = \frac{N_u}{N_A} = \frac{0 \text{ W}}{1060.01 \text{ W}} = 0$$

cálculo de la eficiencia estática del ventilador:

$$\eta_{sv} = \frac{P_{sv} Q}{N_A} = \frac{869.25 \frac{N}{m^2} \times 0 \frac{m^3}{s}}{1060.01} = 0$$

5.2.-RESULTADOS.

Prueba No. 1

condición	Q	P _{lv}	P _{sv}	NA	Nu	η_{sv}	η_{lv}
-	m ³ /s	N/m ²	N/m ²	watt	watt	-	-
1	1.7006	70.36	17.41	1225.11	119.65	0.0241	0.0976
2	1.4951	256.75	215.82	1272.01	383.88	0.2536	0.3017
3	1.0684	587.01	566.11	1325.01	627.18	0.4564	0.4733
4	0.6398	827.11	819.61	1272.01	529.25	0.4123	0.4160
5	0.5862	863.37	857.07	1166.01	506.11	0.4308	0.4340
6	0.0000	869.25	869.25	1007.01	0.0000	0.0000	0.0000

Prueba No.2

condición	Q	P _{lv}	P _{sv}	NA	Nu	η_{sv}	η_{lv}
-	m ³ /s	N/m ²	N/m ²	watt	watt	-	-
1	1.7128	72.61	18.90	1219.01	124.37	0.0265	0.1020
2	1.5476	260.67	216.82	1272.01	403.43	0.2638	0.3171
3	1.0354	583.09	563.46	1325.01	603.75	0.4403	0.4556
4	0.8277	833.97	821.42	1272.01	690.30	0.5345	0.5426
5	0.5862	863.37	857.07	1113.01	506.11	0.4514	0.4547
6	0.0000	869.25	869.25	1007.01	0.0000	0.0000	0.0000

Prueba No.3

condición	Q	P _{lv}	P _{sv}	NA	Nu	η_{sv}	η_{lv}
-	m ³ /s	N/m ²	N/m ²	watt	watt	-	-
1	1.6921	71.34	18.92	1219.01	120.71	0.0262	0.0990
2	1.5230	261.65	219.18	1272.01	398.51	0.2624	0.3132
3	1.0354	584.07	564.44	1325.01	604.77	0.4410	0.4564
4	0.8008	832.99	821.24	1272.01	667.13	0.5170	0.5244
5	0.5862	857.49	851.19	1166.01	506.11	0.4279	0.4310
6	0.0000	869.25	869.25	1033.51	0.0000	0.0000	0.0000

Prueba No.4

condición	Q	P _{tv}	P _{sv}	N _A	N _u	η _{sv}	η _{tv}
-	m ³ /s	N/m ²	N/m ²	watt	watt	-	-
1	1.7012	71.83	18.84	1219.01	122.20	0.0263	0.1002
2	1.5199	263.61	221.32	1272.01	400.68	0.2644	0.3149
3	1.0047	583.09	564.60	1351.51	585.88	0.4197	0.4335
4	0.8277	833.97	821.42	1298.51	690.30	0.5236	0.5316
5	0.5862	863.37	857.07	1168.01	506.11	0.4308	0.4340
6	0.0000	869.25	869.25	1033.51	0.0000	0.0000	0.0000

Prueba No.5

condición	Q	P _{tv}	P _{sv}	N _A	N _u	η _{sv}	η _{tv}
-	m ³ /s	N/m ²	N/m ²	watt	watt	-	-
1	1.7019	71.73	18.70	1219.01	122.08	0.0261	0.1001
2	1.4927	264.59	223.79	1272.01	394.97	0.2626	0.3105
3	1.0614	585.05	564.42	1325.01	621.00	0.4521	0.4686
4	0.8277	833.97	821.42	1245.51	690.30	0.5458	0.5542
5	0.5862	859.45	853.15	1139.51	503.81	0.4388	0.4421
6	0.0000	869.25	869.25	1060.01	0.0000	0.0000	0.0000

Prueba No.6

condición	Q	P _{tv}	P _{sv}	N _A	N _u	η _{sv}	η _{tv}
-	m ³ /s	N/m ²	N/m ²	watt	watt	-	-
1	1.6795	74.96	23.32	1219.01	125.91	0.0321	0.1032
2	1.5094	259.69	217.98	1272.01	392.00	0.2586	0.3081
3	1.0224	577.21	558.07	1325.01	590.18	0.4306	0.4454
4	0.8277	833.97	821.42	1245.51	690.18	0.5458	0.5542
5	0.5862	859.45	853.15	1166.01	503.81	0.4289	0.4320
6	0.0000	869.25	869.25	1007.01	0.0000	0.0000	0.0000

Prueba No.7

condición	Q	P _{tv}	P _{sv}	N _A	N _u	η _{sv}	η _{tv}
-	m ³ /s	N/m ²	N/m ²	watt	watt	-	-
1	1.7124	71.24	17.55	1219.01	122.00	0.0246	0.1000
2	1.5228	266.55	224.09	1272.01	405.92	0.2682	0.3191
3	0.9634	582.11	565.11	1325.01	560.83	0.4109	0.4232
4	0.8277	833.97	821.42	1245.51	690.30	0.5458	0.5542
5	0.5862	857.49	851.19	1139.51	502.66	0.4378	0.4411
6	0.0000	862.39	862.39	1033.51	0.0000	0.0000	0.0000

Prueba No.8

condición	Q	P _{tv}	P _{sv}	N _A	N _u	η _{sv}	η _{tv}
-	m ³ /s	N/m ²	N/m ²	watt	watt	-	-
1	1.7124	71.24	17.55	1192.51	122.00	0.0252	0.1023
2	1.5250	263.61	221.03	1272.01	402.02	0.2650	0.3160
3	1.0531	586.03	565.72	1325.01	617.16	0.4496	0.4657
4	0.8277	833.97	821.42	1245.51	690.30	0.5458	0.5542
5	0.5862	857.49	851.19	1166.01	502.66	0.4279	0.4310
6	0.0000	862.39	862.39	1033.51	0.0000	0.0000	0.0000

Prueba No.9

condición	Q	P _{tv}	P _{sv}	N _A	N _u	η _{sv}	η _{tv}
-	m ³ /s	N/m ²	N/m ²	watt	watt	-	-
1	1.7228	72.12	17.78	1192.51	124.26	0.0256	0.1042
2	1.5219	264.59	222.18	1272.01	402.70	0.2658	0.3165
3	1.0324	567.41	547.89	1325.01	585.82	0.4269	0.4421
4	0.7740	827.11	816.14	1272.01	640.23	0.4966	0.5033
5	0.6130	854.55	847.67	1166.01	523.87	0.4456	0.4492
6	0.0000	862.39	862.39	1060.01	0.0000	0.0000	0.0000

Prueba No.10

condición	Q	P _{tv}	P _{sv}	N _A	N _u	η _{sv}	η _{tv}
-	m ³ /s	N/m ²	N/m ²	watt	watt	-	-
1	1.6782	72.91	21.34	1219.01	122.36	0.0293	0.1003
2	1.5230	261.65	219.18	1272.01	398.51	0.2624	0.3132
3	1.0047	583.09	564.64	1325.01	585.88	0.4281	0.4421
4	0.7740	832.01	821.04	1272.01	644.02	0.4996	0.5063
5	0.5863	855.53	849.23	1166.01	501.60	0.4270	0.4301
6	0.0000	862.39	862.39	1060.01	0.0000	0.0000	0.0000

Los valores tabulados en la prueba No. 11 son el valor promedio de las diez pruebas anteriores

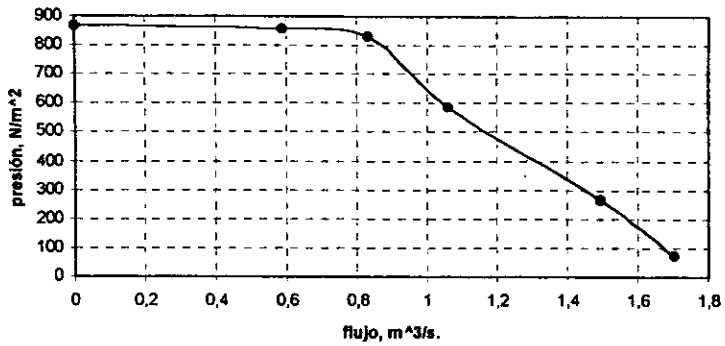
Prueba No. 11

condición	Q	P _{tv}	P _{sv}	N _A	N _u	η _{sv}	η _{tv}
-	m ³ /s	N/m ²	N/m ²	watt	watt	-	-
1	1.7014	72.03	19.03	1214.32	122.55	0.0266	0.1009
2	1.5180	262.33	220.14	1272.01	398.26	0.2627	0.3130
3	1.0281	581.81	562.44	1327.66	598.24	0.4355	0.4506
4	0.7955	832.30	820.65	1264.06	662.23	0.5164	0.5241
5	0.5889	859.15	852.79	1155.41	506.28	0.4346	0.4379
6	0.0000	866.50	866.50	1033.51	0.0000	0.0000	0.0000

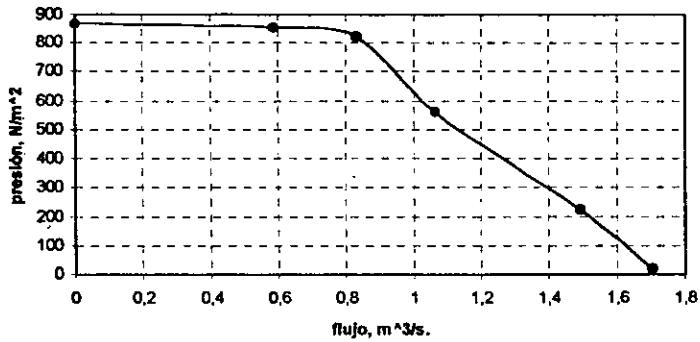
5.3.-GRAFICAS DE LAS CURVAS CARACTERISTICAS DEL VENTILADOR.

A continuación proporciono las gráficas de las curvas características, ellas representan los datos de la prueba No. 5

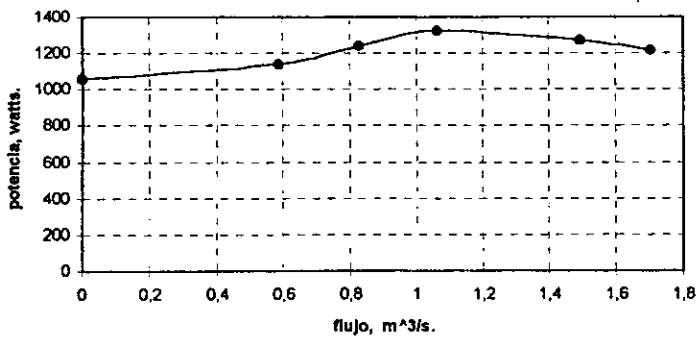
Curva característica de presión total del ventilador (P_{tv})



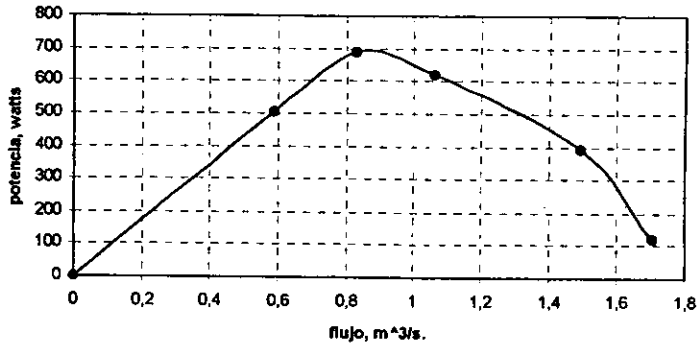
Curva característica de presión estática del ventilador (P_{sv})



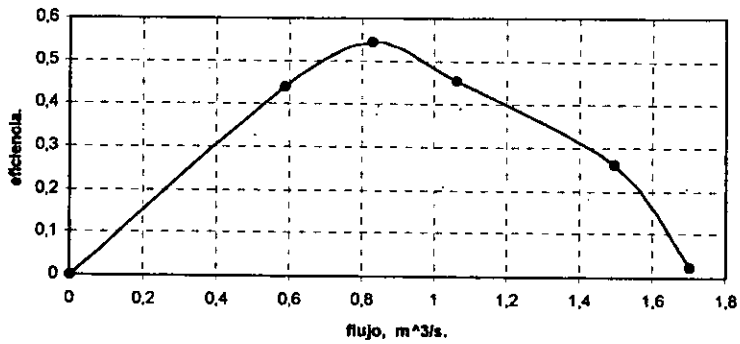
Curva característica de potencia absorbida del ventilador (N_A)



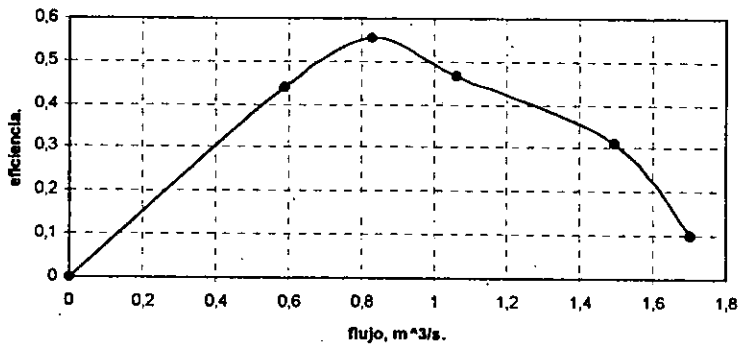
Curva característica de potencia útil del ventilador (N_u)



Curva característica de eficiencia estática del ventilador (η_{sv})

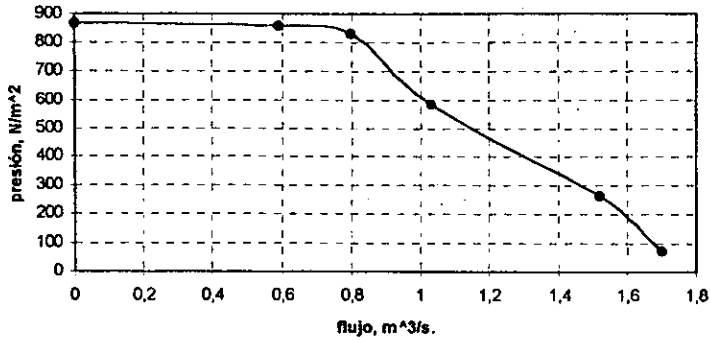


Curva característica de eficiencia total del ventilador (η_{tv})

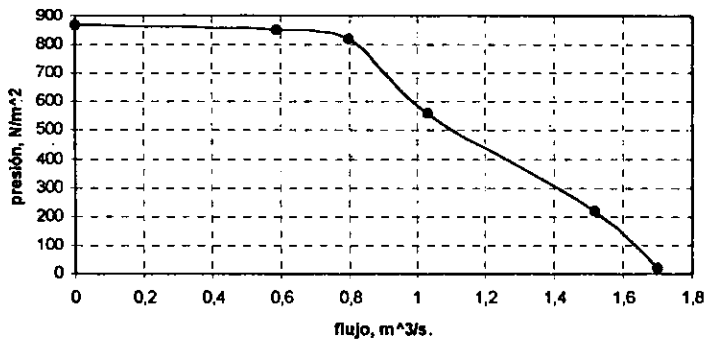


Las siguientes gráficas presentan las curvas características de la prueba No. 11

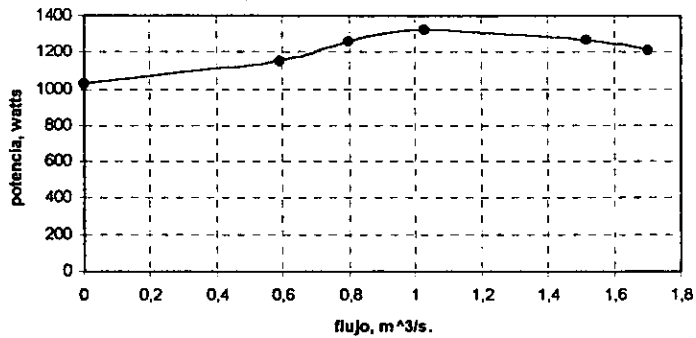
Curva característica de presión total del ventilador (P_{tv})



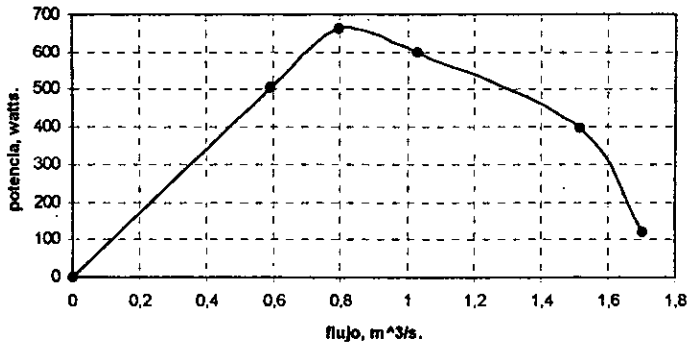
Curva característica de presión estática del ventilador (P_{sv})



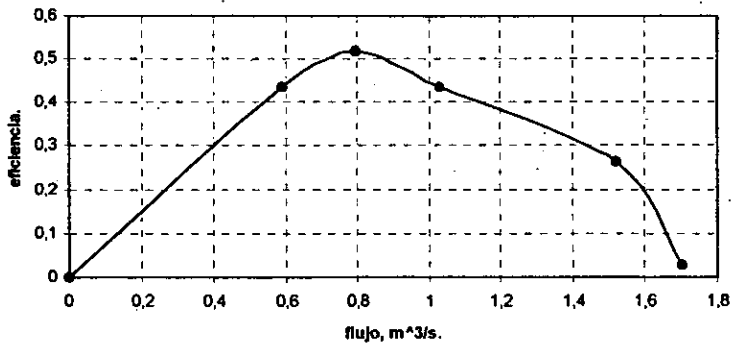
Curva característica de potencia absorbida del ventilador (N_A)



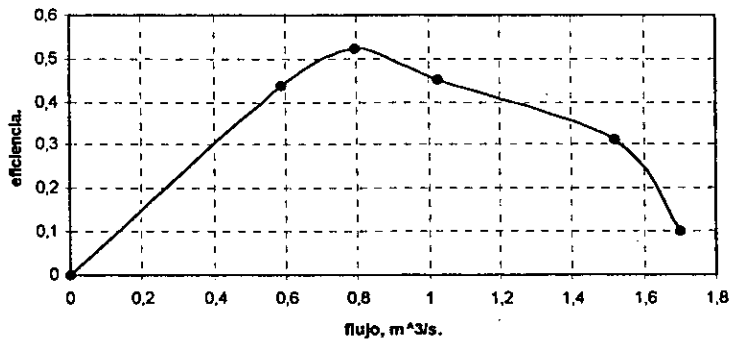
Curva característica de potencia útil del ventilador (N_u)



Curva característica de eficiencia estática del ventilador (η_{sv})



Curva característica de eficiencia total del ventilador (η_{tv})



5.4.-INTERPRETACION DE RESULTADOS.

La curva de presión total y estática desciende rápidamente una vez que se ha llegado a la mitad del intervalo de flujo, esta tendencia se debe a la disminución de la resistencia que existe en la tubería, como consecuencia de colocar compuertas que van desde área nula de flujo hasta la máxima área de flujo. Esta particularidad hace que varíe poco el caudal descargado al variar importantemente la presión.

La curva de potencia absorbida crece hasta un punto máximo, para luego decrecer al continuar aumentando el caudal descargado, la razón de esta tendencia es que el caudal se incrementa y, la presión varía muy poco provocando que la intensidad de corriente aumente hasta llegar a un valor máximo, el cual se encuentra después de la mitad del intervalo de flujo y posteriormente la intensidad de corriente decrece con el caudal como consecuencia de una disminución marcada de presión. De esta forma el ventilador tiene una forma característica que no origina sobrecarga, es decir, que si se elige el motor de accionamiento para la máxima potencia, no hay peligro de sobrecargarlo si disminuye la resistencia opuesta al flujo de aire.

En el caso de la potencia útil, la curva crece conforme aumenta el caudal, llega a un punto máximo ubicado en la mitad del intervalo de flujo y después de este punto decrece, el comportamiento de la curva es debido a que, inicialmente la presión estática varía poco y luego desciende rápidamente.

Las curvas de eficiencia total y estática representadas se basan en la presión total y estática del ventilador respectivamente, la tendencia que siguen son ocasionadas por las presiones mencionadas, las cuales descienden rápidamente una vez que se ha llegado a la mitad del intervalo de flujo, por lo tanto en la primer mitad del intervalo de flujo ambas presiones descienden ligeramente cuando el caudal aumenta, siendo este último el que influye para que la curva de eficiencia aumente hasta llegar a un límite máximo, a partir de este punto la curva desciende, debido a que la presión disminuye.

Como era de esperarse las curvas características del ventilador centrífugo con álabes curvados hacia atrás (aerodinámicos) tienen el comportamiento correcto, aun con el número limitado de condiciones.

De todos estos cálculos vistos con anterioridad se ha visto que realmente se puede construir las curvas características de un ventilador, tomando en cuenta los parámetros adecuados.

CONCLUSIONES.

La importancia que tiene este trabajo, es mostrar la información teórica referente a los ventiladores centrífugos, aplicaciones, selección y principalmente realizar la prueba elemental a un ventilador centrífugo.

A partir de la teoría pretendo poner en términos claros la información necesaria para entender el funcionamiento de los ventiladores centrífugos. Este trabajo proporciona un método sencillo, útil y práctico para obtener las curvas características de un ventilador centrífugo.

Pienso que este trabajo será de gran utilidad para familiarizar al ingeniero no especializado con la terminología que se emplea en el campo de la ingeniería de los ventiladores puesto que en alguna etapa de su vida profesional se llegarán a enfrentar con los ventiladores centrífugos.

Con base en este trabajo me permito recomendar a las autoridades correspondientes incluir el tema de ventiladores en la materia de flujo de fluido, también recomiendo la existencia de convenios entre la facultad de Química e Ingeniería para elevar el nivel de la enseñanza, esto como consecuencia de que, parte de este trabajo lo realice en la facultad de ingeniería.

Puesto que en la actualidad el laboratorio de ingeniería química, particularmente el laboratorio de flujo de fluidos, no cuenta con alguna enseñanza experimental sobre ventiladores, resulta claro que, este trabajo es de gran utilidad si se decide adecuar un equipo para tal fin.

Creo haber cumplido con los objetivos que me propuse al iniciar este trabajo de presentar en un documento, una introducción al estudio de los ventiladores centrífugos y lo más importante obtener de una forma experimental las curvas características de un ventilador centrífugo.

APENDICE A

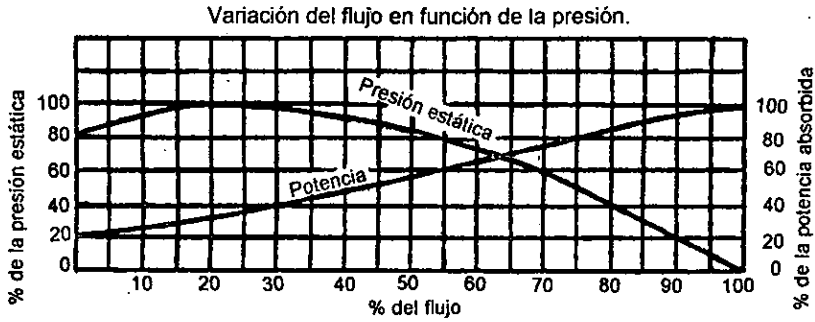


Figura 1. Curva características de un ventilador de paletas radiales

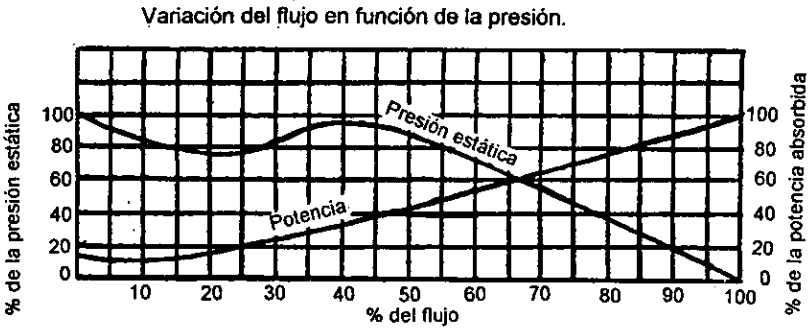


Figura 2. Curva característica de un ventilador de alabes curvados hacia delante.

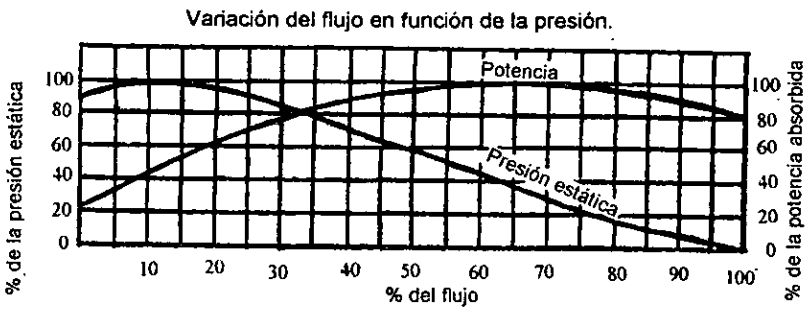


Figura 3. Curva característica de un ventilador de álabes curvados hacia atrás.

El siguiente programa funciona dentro de una calculadora HP 48GX y calcula los valores de Q ($\frac{m^3}{s}$), P_{tv} ($\frac{N}{m^2}$), P_{sv} ($\frac{N}{m^2}$), N_A (watts), N_u (watts), η_{sv} y η_{tv} . Las unidades de los datos suministrados son: h_1 y h_d ($\frac{N}{m^2}$), I (amper) y V (volt).

```
<< "key in " {
:hi:
:hdi:
:hdi2:
:hdi3:
:hdi4:
:hdi5:
:hdi6:
:hdi7:
:hdi8:
:hdi9:
:V:
:I:"
{ 1 0 } V } INPUT
OBJ → 'I' STO 'V' STO
'hdi9' STO 'he' STO
'hdi7' STO 'hdi6' STO
'hdi5' STO 'hdi4' STO
'hdi3' STO 'hdi2' STO
'hdi1' STO 'hi' STO
'(√hdi1+√hdi2+√hdi3+√hdi4+√hdi5+√hdi6+√hdi7+√hdi8+√hdi9) / 9' →NUM DUP 'hd' STO 'hd'
→TAG 'hd * √2*9.81*(998.97 / 0.9374)' →NUM DUP 'v' STO 'v' →TAG '0.16 * v'
→NUM DUP 'Q' STO 'Q' →TAG 'hi * 9.81 * 998.97' →NUM DUP 'Ptv' STO 'Ptv' →TAG
'Ptv - ((0.9374*v^2) / 2)' →NUM DUP 'Psv' STO 'Psv' →TAG 'Ptv - Psv' →NUM DUP 'Pdv'
STO 'Pdv' →TAG 'Ptv * Q' →NUM DUP 'Nu' STO 'Nu' →TAG 'V*I*0.9*0.85*√3' →NUM
DUP 'NA' STO 'NA' →TAG 'Psv * Q / NA' →NUM DUP 'ηsv' STO 'ηsv' →TAG 'Nu / NA'
→NUM DUP 'ηtv' STO 'ηtv' →TAG
{ v NA Nu Ptv Psv Pdv ηsv ηtv } PURGE
>>
```

Referencias Bibliográficas.

- 1.- R. Pollak, *Chem. Eng.*, Jan 22, 1973.
- 2.- J.B. Graham. *Chem. Eng. Prog.*, Vol. 71, No.10, Oct, 1975.
- 3.- Ashrae, *Handbook Equipment.*, 1988
- 4.- H.M. Summerell, *Chem. Eng.*, Jun 1, 1981.
- 5.- T. Baumeister. *Manual del ingeniero mecánico.*, vol. 3, Mc Graw-Hill.
- 6.- N.C. Osborne., *Guía practica de la ventilación*, Woods., Ed. Blume.
- 7.- Carrier. *Manual de aire acondicionado.* Ed. Marcombo, España, 1987.
- 8.- T. Baumeister, *Fans.*, Mc Graw-Hill, New York, 1935.
- 9.- A. Valiente B., *Problemas de flujo de fluidos.*, Ed. Limusa, 1990.
- 10.- E. Camicer R., *Ventilación industrial.*, Ed. Paraninfo, 1991.
- 11.- J. Baquero., *Equipos para la industria química y alimentaria.*, Ed. Alhambra.
- 12.- R.J. Aberbach., *Fans. a special report.*, Power, March, 1968.
- 13.- E.E. Ludwig. *Applied process design for chemical and petrochemical plants*, vol 3., Gulf Publishing Co., U.S.A., 1964.
- 14.- A BB Flakt Industri AB. *Industrial centrifugal fans.*
- 15.- Jorgensen, R., *Fan Engineering*, Buffalo Forge Co., New York, 1982.
- 16.- J. Reason., *Fans Special Report*, Power, vol. 127, N.9, Sept 1983.
- 17.- G.L. Tuve., *Mechanical Engineering Experimentation.* Mc Graw-Hill, 1961.
- 18.- W.H. Severns. *Energía mediante vapor, aire o gas.* Reverté S.A. 1980.
- Mataix C., *Mecánica de fluidos y máquinas térmicas.*, Ed. Harla, México, 1981.
- M. Viejo Z., *Bombas, teoría, diseño y aplicaciones*, Ed. Limusa. México 1970.
- F.M. Golden., *Termofluidos, turbomáquinas y máquinas térmicas.*, CECSA. 1991.
- Heating / Piping / Air Conditioning.* January 1994 Supplement.
- E.H. Goribar. *Prácticas del laboratorio de máquinas térmicas*, Facultad de ingeniería.

Ingeniería Básica, Equipos Electromecánicos S.A.

Masana J., *Ventiladores y Turbocompresores*, CECSA, 1980.

E.H. Goribar, *Fundamentos de aire acondicionado y refrigeración*, Ed. Limusa.

Boletín A -109. Equipos Electromecánicos S.A.