

*UNIVERSIDAD DON BOSCO
FACULTAD DE INGENIERIA*



***EQUIPO DE LABORATORIO PARA LA OBTENCION DE LA CURVA
CARACTERISTICA DE LOS VENTILADORES INDUSTRIALES.***

TRABAJO ELABORADO PARA OPTAR AL GRADO DE INGENIERO EN MECANICA.

PREPARADO POR:

JAIIME RICARDO CHAVARRIA CUADRA

JOSE ROBERTO MONGE SEGOVIA

JORGE LUIS NAVAS MINERO

SOYAPANGO, NOVIEMBRE DE 1992.

UNIVERSIDAD DON BOSCO.

PRESIDENTE DEL CONSEJO DIRECTIVO:

Reverendo Padre Luis Ricardo Chinchilla.

RECTOR:

Licenciado Gilberto Aguilar Avilés.

DECANO DE LA FACULTAD DE INGENIERIA:

Ingeniero Roberto Armando Cruz.

VICEDECANO DE LA FACULTAD DE INGENIERIA:

Ingeniero Roberto Guzmán.

SECRETARIO GENERAL DE LA UNIVERSIDAD DON BOSCO:

Presbítero y Licenciado Pierre Muyshondt.

JURADO CALIFICADOR.

PRESIDENTE: Ingeniero Francisco Deleón Torres.

MIEMBRO: Ingeniero Alvaro Aguilar.

MIEMBRO: Ingeniero Osmin Henríquez.

AGRADECIMIENTOS.

"Bienaventurado el que alcanza la sabiduría y adquiere inteligencia; porque es su adquisición mejor que la de la plata y es de más provecho que el oro puro."

(Proverbios 3:13-14)

A mis Padres: Lindolfo Chavarría Molina y Jezabel Cuadra, por su cariño, comprensión y aliento en todo momento.

A mi hermana: Yanira Victorina, por su compañía.

Al P. Giuseppe Coró: Por sus sábios consejos y oportuna guía.

Al Ing. Fco. Deleón: Por la asesoría en la tesis y en los últimos años de la carrera.

A mis amigos: Los Cooperadores Salesianos del Ricaldone, y a Xsia Joven de toda la vida.

Y a todas las personas: amigos y parientes que en algún momento de mi vida me han animado.

GRACIAS.

Jaime Ricardo Chavarría Cuadra

AGRADECIMIENTOS.

A Dios todo poderoso, que me concedió la razón para finalizar ésta obra.

A mis queridos Padres con todo mi cariño.

A mis hermanos con mucho aprecio.

A Guadalupe y José Roberto con amor.

A mis compañeros Jaime Ricardo y Jorge Luis con aprecio y respeto.

Al Ingeniero Francisco Deleón por su tiempo y asesoría.

Y a todas las personas que siempre me han ánimado a seguir adelante.

Gracias por todo.

José Roberto Monge Segovia.

AGRADECIMIENTOS.

A Dios todo poderoso por haberme dado la vida y razón, para realizarme cristiana y profesionalmente.

*A mis padres: Luis Alonso Navas
Aminta Concepción Minero de Navas.*

Por ser los continuadores de la obra de Dios en mí, y verdaderos pilares de mi formación, con todo mi amor.

*A mis hermanos: Marco Antonio
Carmen Elena
Francisco Rafael
Marina Eugenia
Noel de Jesús.*

Por haberme acompañado en todos los momentos difíciles con todo mi cariño y admiración.

A mi abuela: Marina (QDDG).

Quien con sus oraciones y consejos me hicieron culminar mis aspiraciones.

A mis compañeros: Jaime Ricardo y José Roberto, con aprecio y respeto.

A mis demás familiares y amigos. Gracias.

JORGE LUIS NAVAS MINERO.

INDICE.

	Págs.
INTRODUCCION	I
AGRADECIMIENTOS	VII
OBJETIVOS GENERALES	IX
OBJETIVOS ESPECIFICOS	IX

CAPITULO I

<u>VENTILADORES</u>	1
1.1 CLASIFICACION	1
1.2 ESTRUCTURA DE LOS VENTILADORES	3
1.3 APLICACIONES	7
1.4 VENTILADORES CENTRIFUGOS	13
1.4.1 VENTILADOR DE ALETAS CURVADAS HACIA ADELANTE	15
1.4.2 VENTILADOR DE ALETAS CURVADAS HACIA ATRAS	15
1.4.3 VENTILADOR DE ALETAS RADIALES	18
1.5 VENTILADORES AXIALES	18
1.6 DISPOSICIONES DEL VENTILADOR	20
1.7 CARACTERISTICAS	25
1.7.1 ACOPLAMIENTO VENTILADOR-SISTEMA	31

CAPITULO II

<u>ENSAYO DE VENTILADORES</u>	33
2.1 DESCRIPCION GENERAL	33
2.1.1 ANALISIS DE RUIDO	36
2.2 METODOS DE ENSAYO DE VENTILADORES	37
2.2.1 MEDIDA DE LA PRESION MANOMETRICA TOTAL Y DEL CAUDAL	39
2.2.2 MEDICION DEL CAUDAL	42
2.2.2.1 METODO CON CAJON	44
2.2.2.2 METODO DE SONDEO DE LA VENA DE FLUIDO	45
2.3 MEDIDA DE LA POTENCIA ABSORBIDA	47
2.4 TUBO DE PITOT Y OBSERVACIONES EN FLUJO COMPRESIBLE	54
2.4.1 EFECTO DE YAW EN FLUJO COMPRESIBLE	54

2.4.2 LECTURA DE PRESION ESTATICA EN FLUJO COMPRESIBLE	58
2.4.3 TUBO DE PITOT ESTATICO	63
2.5 PRINCIPIOS GENERALES DE DISEÑO: DISTRIBUCION DE LA PRESION A LO LARGO DE LA SUPERFICIE.....	65
2.5.1 EL TUBO DE PITOT Y EL TUBO ESTATICO.....	67
2.5.2 LAS CARACTERISTICAS DE TUBOS PITOT-ESTATICOS...	69
2.5.3 EL CILINDRO DE PITOT.....	70
2.5.4 LOS EFECTOS DEL DESALINEAMIENTO	75

CAPITULO III

<u>DISEÑO</u>	78
3.1 DISEÑO DEL DUCTO DE PRUEBA	78
3.1.1 VELOCIDAD DEL AIRE	78
3.1.2 PRESION	79
3.1.3 ESPACIO DISPONIBLE Y ASPECTO DECORATIVO.....	80
3.1.4 FACTORES ECONOMICOS	80
3.1.4.1 GANANCIA O PERDIDA DE CALOR	80
3.1.4.2 RELACION DE FORMA	82
3.1.5 CLASES DE ACOPLAMIENTOS	85
3.1.6 CALCULO DE DUCTOS	86
3.1.6.1 METODO DE RECUPERACION ESTATICA	86
3.1.7 CALCULO DEL DUCTO DE PRUEBA	99
3.2 DISEÑO DE LOS SOSTENEDORES Y CINCHOS DE SUJECCION	102
3.2.1 DISEÑO DE SOSTENEDORES	102
3.2.2 DISEÑO DE CINCHOS DE SUJECCION	103
3.2.3 ESCOJITACION DE RODILLOS	104
3.3 PROCESO DE FABRICACION DE LOS TUBOS DE PITOT	105
3.4 DISEÑO Y SELECCION DEL MOTOR ACCIONADOR. INSTALACION DE FUERZA Y CONTROL	109
3.5 DISEÑO DEL EQUIPO DE LECTURA DE PRESIONES	115
3.6 DISEÑO DE LAS POLEAS Y LA FAJA	118

CAPITULO IV

<u>FABRICACION</u>	121
4.1 PROCESO DE FABRICACION DEL DUCTO	121
4.2 MANUAL DE MANTENIMIENTO	124
4.2.1 MANTENIMIENTO	128
4.3 ENSAYOS DE VENTILADORES	128
4.4 GUIAS DE PRACTICAS DE LABORATORIO	130
CONCLUSIONES	137

<i>BIBLIOGRAFIA</i>	140
<i>ANEXOS</i>	143 -
<i>PLANOS</i>	

INTRODUCCION.

Los primeros dos capítulos del trabajo de graduación (Equipo de laboratorio para la obtención de la curva característica de los ventiladores industriales), presentan una descripción generalizada sobre ventiladores y ensayo de los mismos.

Los ventiladores tienen una clasificación que depende de la trayectoria a seguir por el flujo de aire y ésta es:

- a) Ventiladores centrífugos,*
- b) Ventiladores axiales.*

Cada uno de ellos tiene características propias de acuerdo a las presiones, caudales y capacidades descritas en curvas parabólicas.

El aspecto físico de los ventiladores varía de acuerdo también al sentido del flujo de aire que se quiera utilizar; y por lo tanto, la construcción del estator y el rotor no es igual.

Quiere hacerse notar que no se entrará en detalles en cuanto a la construcción de los ventiladores.

En los ventiladores centrífugos existe una variante en cuanto a los álabes, ya que, de ellos se derivan en curvados hacia atrás, hacia delante y radiales. Cada uno de ellos presenta ventajas y desventajas; por ejemplo, el curvado hacia atrás es más silencioso, el radial se limpia a sí mismo, y el curvado hacia delante es más pequeño.

El punto de operación ideal de un ventilador centrífugo, axial ó incluso mixto, es el punto donde se intersecta su respectiva curva con la curva del sistema a que esté acoplado.

El sistema a que esté acoplado un ventilador, puede hacer que las curvas características varíen en cuanto a presión, potencia y capacidad, dependiendo si por ejemplo se colocan en los conductos resistencias, tales como: compuertas de control, dampers, enrejados, etc.

En el segundo capítulo se describen lo que son los ensayos de los ventiladores, la ley que gobierna las curvas características, la relación matemática que se origina de ella, presentándose la curva típica de los ventiladores así

como su descripción y análisis.

En el apartado de análisis de ruidos, se describe la importancia que éste factor tiene como parámetro de selección de ventiladores. Luego se presenta los métodos de ensayo más comunes, en que consisten cada uno de ellos y los factores que se tomaron en cuenta para seleccionar el más conveniente.

Se hace en base a la teoría de mecánica de los fluidos y termodinámica un estudio de como afecta el flujo de aire a los tubos de Pitot. La variación del número de Mach en flujo supersónico, subsónico ó transónico para las ondas de choque que se producen cerca de los orificios de los tubos de Pitot. Como puede afectar en las lecturas de la presión dinámica y estática, las diversas forma físicas que puede llevar un tubo de Pitot.

El tercer capítulo se refiere al diseño de las diferentes partes de que consta el equipo.

Se analiza el ducto de prueba, los diversos acoplamientos que puede tener, las ganancias o pérdidas de calor, y algunos ejemplos de como determinar el calibre de lámina a emplear junto con las longitudes equivalentes a considerar.

El diseño de los sostenedores y cinchos para la fijación del ducto al banco de prueba.

El desarrollo del proceso de fabricación de los cilindros de Pitot. El material de que se construye, las operaciones llevadas a cabo para tal efecto, el proceso de unión mediante soldadura en el cilindro para medición de presión estática y dinámica.

Incluye también la selección de los sistemas de conexión eléctrica del motor accionador y los mandos eléctricos en el equipo.

El sistema de transmisión de potencia entre el motor accionador y el ventilador axial.

El cuarto capítulo presenta la construcción del equipo.

La construcción del equipo es lo que más fundamenta la presente tesis. Porque con ello se lleva a la práctica, toda la teoría de los anteriores capítulos.

El equipo requiere de mantenimiento; no es una máquina sofisticada; por el contrario, es sencilla y por lo tanto, la revisión de algunas de sus partes no es muy necesaria.

Existen otras partes que requieren de un especial cuidado; como por ejemplo, la limpieza y revisión del control eléctrico, de los tubos de Pitot y de los manómetros (tubos en U).

El equipo está expuesto al medio ambiente y entonces, hay que estarlo limpiando periódicamente. Una de las partes más sensibles a esto son los tubos de Pitot; ya que si contienen polvo, las lecturas de las diferentes presiones, pueden no ser correctas.

Las guías para los ensayos, poseen todas las características de una guía para laboratorio: introducción, objetivos generales y específicos, equipo y materiales a utilizar, desarrollo del ensayo, anotaciones particulares, conclusiones y recomendaciones.

El objetivo general para este tipo de guía para ensayo de ventiladores, es poner a funcionar el ventilador y obtener con ayuda de los manómetros, valores de presión diferentes (para un ventilador axial), y así construir la curva característica representativa del mismo.

Los presentadores creemos que el equipo de laboratorio es una muestra de lo importante que es llevar a la práctica

todas las ideas teóricas que un Ingeniero posee. Además como una joven promoción de Ingenieros que somos de una joven Universidad, es un aporte lo que hacemos desde nuestras capacidades y proyecciones.

Queremos agradecer a todas las personas que siempre nos han ayudado, pero de manera particular a unas cuantas que sin su ayuda ésta tesis no fué realidad. A nuestros Padres, al P. Giuseppe Coró, al Ing. Francisco Deleón Torres, al Ing. Roberto Cruz, al Ing. Edwin Zepeda, a la señorita Any García, y al Señor Dios que nos ha permitido triunfar como profesionales, y nos dará su sabiduría para podernos dirigir por ella.

OBJETIVOS GENERALES.

- 1. Presentar una descripción generalizada sobre la teoría de ventiladores.*
- 2. Describir de manera amplia los ensayos de los ventiladores.*

OBJETIVOS ESPECIFICOS.

- 1. Comprender las curvas características típicas de los ventiladores centrífugos y axiales.*
- 2. Conocer las principales aplicaciones de los ventiladores.*
- 3. Conocer las disposiciones físicas de los tipos de ventiladores, sus estructuras, su acoplamiento a ductos, etc.*
- 4. Definir la ley que gobierna la curva característica de los ventiladores.*

5. *Presentar, describir y analizar los métodos de ensayo de ventiladores, y así generar parámetros con el fin de realizar una prueba de laboratorio.*

6. *Diseñar las estructuras físicas que componen dicho equipo de laboratorio.*

CAPITULO I

VENTILADORES

1.1 CLASIFICACION

Los ventiladores se pueden subdividir en tres grupos:

- 1. Ventiladores de baja presión, hasta una presión efectiva de 0.020 Kg/cm² (200 mm H₂O).*
- 2. Ventiladores de mediana presión de 0.02 a 0.08 Kg/cm² (200 a 800 mm H₂O).*
- 3. Ventiladores de alta presión de 0.08 a 0.250 Kg/cm² (800 a 1500 mm H₂O).*

Los ventiladores se construyen según dos concepciones bien caracterizadas y según tres tipos prácticos:

- a) de acción centrífuga.*
- b) de acción heliocentrífuga.*
- c) de acción axial..*

Los ventiladores centrífugos funcionan según el esquema de la figura 1.1a; son los más indicados para presiones fuertes y caudales débiles. Estos ventiladores aspiran el fluido lateralmente, a través de una o varias aberturas y lo expulsan a una voluta que juega el papel de difusor.

Los ventiladores axiales (figura 1.1c) son concebidos para las bajas presiones y grandes caudales, el eje de la rueda se confunde con el eje de la canalización.

Los ventiladores heliocentrífugos (figura 1.1b) corresponden a un grupo intermedio.

Los ventiladores de construcción normal están dotados de una envoltura que permite la canalización del fluido a la entrada y a la salida del rodete.

Los rendimientos máximos son:

Ventiladores centrífugos..... 0.6 a 0.7

Ventiladores axiales..... 0.9

Ventiladores heliocentrífugos.... 0.2

En el momento de elegir un ventilador, después de haber determinado el caudal y la presión, deben consultarse las curvas características establecidas por el constructor y anotar, para cada tipo de máquina, el rendimiento y la

velocidad correspondientes al caudal y presión deseados. A partir de este momento se debe tener en cuenta que: la economía de potencia conduce a elegir el rendimiento más elevado; las dimensiones y el precio de costo serán tanto más bajos cuanto más sobrepase el caudal al correspondiente a un rendimiento máximo; el ruido aumenta con la presión y la velocidad (puede reducirse con un trazado adecuado de los álabes y de la voluta); generalmente, si el motor de impulsión ha de ser eléctrico, se habrá de elegir una velocidad en r.p.m. que corresponda a una de las velocidades sincrónicas de los motores eléctricos de corriente alterna trifásica.

1.2 ESTRUCTURA DE LOS VENTILADORES.

Los componentes de un ventilador pueden dividirse en dos partes principales: equipo móvil o rotor y estator. El equipo móvil se compone de un árbol acoplado al motor por medio de un dispositivo rígido o por medio de una faja y en el que se encuentra enchavetada una rueda (o rotor propiamente dicho) dotada de álabes. El árbol se apoya sobre el estator por medio de cojinetes, cuya función es la de reducir las pérdidas mecánicas debidas al rozamiento.

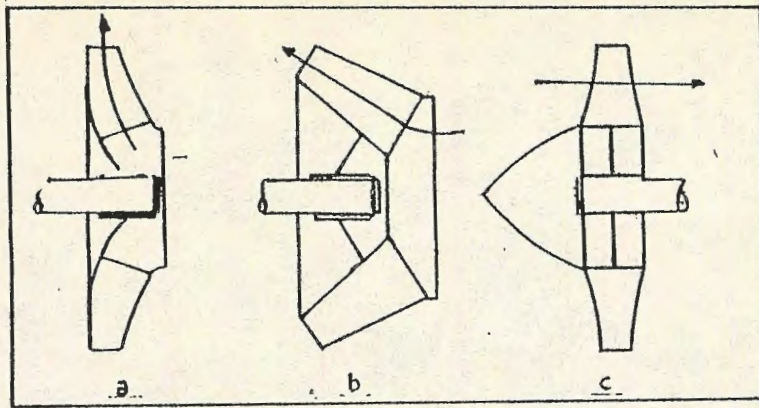


Fig:1 Ventilador

a. centrífugos , b. heliocentrífugos, c. axiales

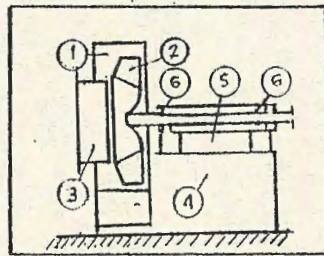


Fig.1.2

Partes de un Ventilador

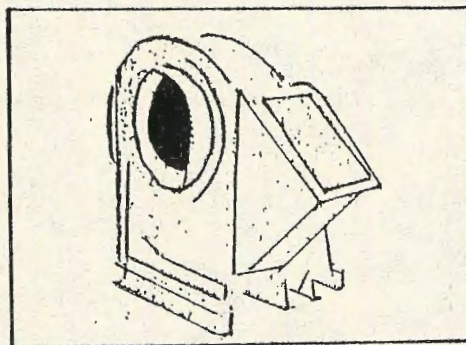


Fig:1.3 Ventilador, centrífugo de baja presión

El estator comprende los orificios (o bocas de aspiración) y de caudal y eventualmente un recuperador (o un amortiguador). El estator, o caja, sirve para la fijación del ventilador; soporta los cojinetes, sirve para la fijación del ventilador, y de habitáculo del equipo móvil. La figura 1.2 permite identificar los diferentes elementos descritos.

En el proyecto o en la elección de un ventilador, lo primero a considerar, desde el punto de vista constructivo, es la velocidad de arrastre. Para aplicaciones generales, los ventiladores son generalmente accionados por motores asincrónicos de corriente trifásica.

Los ventiladores centrífugos, de baja presión están generalmente provistos de un reducido número de elementos (carcasa, difusor, rotor, eje, soporte y cojinetes), que pueden ser montados, según el principio de la caja de construcción, en todas las disposiciones y posiciones deseadas; en muchos casos, incluso pueden ser montados a pie de obra. Están provistos de cajas en espiral de chapa de acero y los rotores se construyen generalmente con discos de chapa de acero dulce y álabes de acero estampado (figura 1.3).

Los ventiladores centrífugos de presión media son de construcción semejante a los de baja presión. Se utilizan principalmente en las instalaciones de impulsión de aire por debajo del emparrillado o de tiro por succión, en los hogares de las calderas de vapor, hornos de cal y otras clases de industrias, para la ventilación de pozos y galerías de minas, etc.

Los ventiladores centrífugos de alta presión de construcción normal están constituidos por una caja de fundición o de chapa y un rotor propulsor construido igualmente con chapas de acero directamente fijado en el extremo libre del eje del motor. El espacio ocupado por estos ventiladores es muy reducido. Para casos especiales, se construyen también con soportes propios, para su acoplamiento directo con un electromotor o para ser accionados mediante correa transmisora.

Algunos se construyen con materiales especiales (cobre, aluminio, plomo duro, madera, aceros al cromo níquel, etc.), destinados al transporte de productos químicos en forma de gases o vapores.

1.3 APLICACIONES.

La selección de un ventilador de un tamaño y tipo particular para una aplicación específica incluye consideraciones de aerodinámica, económicas y adaptabilidad funcional. La determinación de la conveniencia económica requiere evaluar los costos inicial y de operación.

La calefacción, la ventilación y los sistemas de aire acondicionado, pueden necesitar ventiladores para alimentar, extraer o recircular aire. Los ventiladores centrífugos de alto rendimiento se han usado ya sea con aspas inclinadas hacia atrás o de perfil aerodinámico, para alimentar a través de ductos a los sistemas. En las aplicaciones a baja presión, estos pueden utilizarse sin tratamiento contra el sonido. En las aplicaciones de alta presión, siempre se requiere un tratamiento contra el sonido.

Los requerimientos para los procesos por aire pueden satisfacerse con ventiladores centrífugos o con axiales.

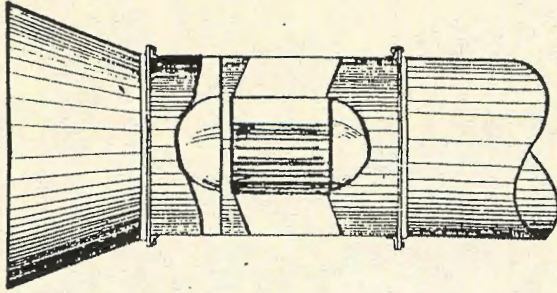
Los ventiladores centrífugos con aspas de punta radial son los usados para los servicios más severos. Para requisitos menos severos, se usan aspas curvadas hacia atrás.

Los ventiladores industriales están equipados en general, con cajas de entrada o succión y montados sobre cojinetes independientes y usualmente de acoplamiento directo.

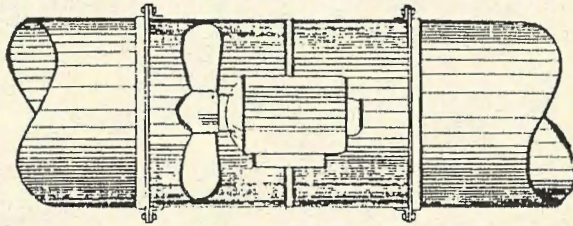
Los acoplamientos hidráulicos de velocidad variable pueden ser justificados económicamente en algunos casos. Las construcciones especiales pueden incluir una protección contra la corrosión. A estos ventiladores se les suele nombrar según la aplicación, como ventilador de sinterizado, ventilador lavador, etc.

Los sistemas de tiro mecánico pueden utilizar cualquier tipo de ventilador descrito en relación con las aplicaciones anteriores. Los ventiladores para ventilación de edificios, extractores industriales y sopladores de presión se utilizan para tiro forzado, tiro inducido y servicios de aire primario sobre unidades pequeñas de generación de vapor. Los ventiladores centrífugos y los axiales se emplean ya sea para tiro inducido o tiro forzado.

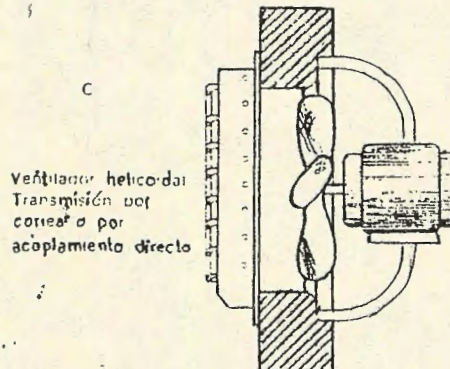
Los ventiladores de recirculación de gases son, usualmente, de diseño de aspa de punta radial, las venas variables de entrada o las cajas con compuertas se utilizan para



Ventilador axial con aletas directrices
 a Transmisión por correa o por acoplamiento directo



Ventilador de tubo axial
 b Transmisión por correa o por acoplamiento directo



Ventilador helicoidal
 Transmisión por correa o por acoplamiento directo

Fig. 1.4 Ventiladores axiales

controlar los ventiladores de tiro inducido.

Los axiales de paso fijo se utilizan comúnmente, para el servicio de tiro inducido.

Los ventiladores son incorporados a muchos tipos de máquina. Los equipos electrónicos pueden requerir ventiladores de enfriamiento, para evitar lapsos de calentamiento. Las secadoras usan los ventiladores para circular aire caliente y eliminar humedad de un producto.

Cuando es necesario el empleo de una conducción (tubería), en una instalación de acondicionamiento de aire se debe emplear un ventilador axial de tubo o de aletas directrices, o bien uno centrífugo, pero nunca uno de hélice según figura 1.4c. Cuando no existe conducción y la resistencia a la corriente de aire es pequeña, se puede emplear un ventilador axial de hélice. Sin embargo, en instalaciones sin conducto también suelen utilizarse ventiladores centrífugos en equipos compactos.

El ventilador centrífugo se utiliza en la mayoría de aplicaciones de confort en virtud de su amplio margen de funcionamiento, alto rendimiento y presiones relativamente

elevadas. Además, la boca de entrada de un ventilador centrífugo se puede conectar con facilidad a un aparato de gran sección transversal mientras la boca de descarga se conecta fácilmente a conductos relativamente pequeños.

Los ventiladores axiales son excelentes para aplicaciones de gran volumen de aire en que los niveles de ruido son de importancia secundaria, por lo que se les suele utilizar en aplicaciones industriales de acondicionamiento de aire y de ventilación.

En la figura 1.5 pueden verse los niveles aproximados de potencia de ruido de un ventilador centrífugo y de uno axial. Las frecuencias detectables por el oído humano (300 a 10000 cps) son las menos favorables para el ventilador de flujo axial, por lo que para obtener con ellos niveles aceptables de ruido, es necesario atenuar éste.

El concepto de velocidad específica es de utilidad para determinar las aplicaciones de los diversos tipos de ventilador. Dicha velocidad específica es un índice de comportamiento del ventilador basado en su velocidad, caudal y presión estática. La figura 1.6 indica los márgenes de velocidad específica dentro de los cuales funcionan con

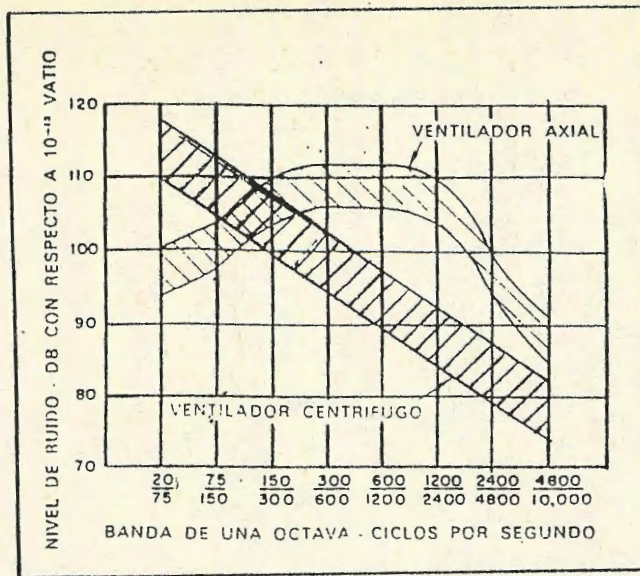


Fig. 1.5 Niveles de ruido

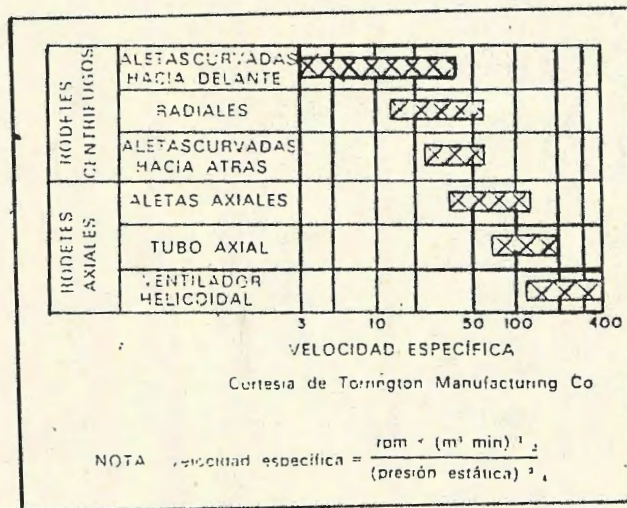


Fig. 1.6 Velocidad específica

altos rendimientos estáticos seis tipos de ventiladores centrífugos y axiales. La figura también indica que los ventiladores centrífugos de aletas curvadas hacia adelante alcanzan sus máximos rendimientos con bajas velocidades, pequeños caudales y altas presiones estáticas. En cambio, los ventiladores axiales alcanzan un alto rendimiento con altas velocidades, grandes caudales y bajas presiones estáticas.

Las características de potencia en función de caudal a velocidad constante de los ventiladores centrífugos de aletas curvadas hacia atrás son tales que, aunque aumente el caudal (al disminuir la presión), la potencia absorbida no pasa de cierto límite, no sobrecargando, por lo tanto, el motor de arrastre. En cambio, en el de aletas curvadas adelante o en el de aletas radiales, la potencia absorbida aumenta con el caudal, lo que puede llegar a sobrecargar el motor de arrastre con el consiguiente peligro de avería.

1.4 VENTILADORES CENTRIFUGOS

Los ventiladores centrífugos se clasifican según la curvatura de sus álabes o aletas en el sentido de rotación. En base a lo anterior, pueden ser:

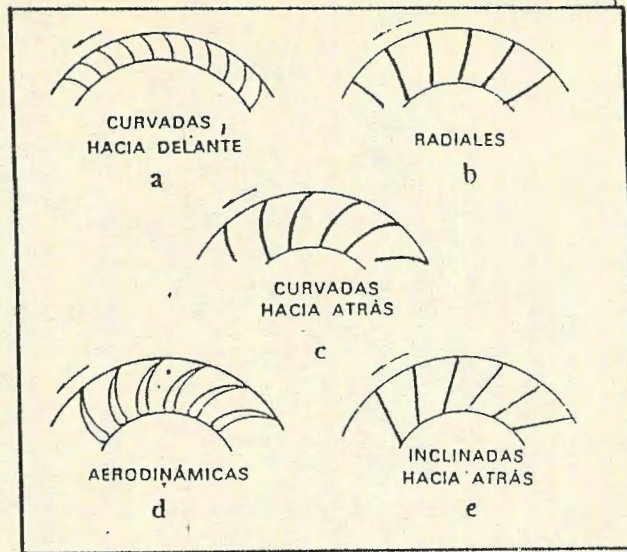


Fig. 1.7 Tipos de aletas

Tabla 1.1 CARACTERÍSTICAS DE LOS VENTILADORES CENTRIFUGOS

TIPO DE VENTILADOR	VENTAJAS
Curvado hacia delante	<ol style="list-style-type: none"> 1. Funciona a velocidad relativamente baja en comparación con los otros tipos, para un mismo caudal. 2. Ventilador más pequeño para un servicio dado, excelente para unidades compactas de ventilador y serpentín (fan-coil).
Radial	<ol style="list-style-type: none"> 1. Se limpia por sí mismo. 2. Puede ser proyectado para que tenga elevada resistencia mecánica estructural a fin de obtener altas velocidades y presiones.
Curvado hacia atrás	<ol style="list-style-type: none"> 1. De más rendimiento. 2. La curva de potencia consumida tiene una cresta plana por lo que la potencia del motor puede ser calculada para que cubra al margen completo de funcionamiento desde 0 hasta un caudal de aire del 100 % con una sola velocidad. No se sobrecarga. 3. La curva de presión es generalmente más abrupta que la de un ventilador curvado hacia delante. Esto origina menor variación del volumen de aire para cualquier variación de presión en el sistema, con porcentajes compatibles de descarga libre. 4. El punto de máximo rendimiento está situado a la derecha del máximo de presión, permitiendo elegir un ventilador eficiente con reserva de presión incorporada. 5. Más silencioso que los otros tipos.

- Aleta curvada hacia delante (fig. 1.7a)
- Aleta radial (fig. 1.7b)
- Aleta curvada hacia atrás (fig. 1.7c)

De la curvatura de la aleta depende la forma de las curvas características de potencia y presión estática.

Las características de estos tres tipos de ventiladores centrífugos pueden verse en la tabla 1.1.

1.4.1 VENTILADOR DE ALETAS CURVADAS HACIA ADELANTE.

La figura 1.8 representa las curvas características de un ventilador de aletas curvadas hacia delante. La presión aumenta desde un valor nulo (descarga libre 100%) hasta la presión correspondiente a caudal cero con una depresión de la curva característica en la zona de bajo caudal. La potencia aumenta con el caudal de aire.

1.4.2 VENTILADOR DE ALETA CURVADA HACIA ATRAS.

La figura 1.9 representa el comportamiento típico de un ventilador de aleta curvada hacia atrás. La presión aumenta constantemente desde la descarga libre del 100% hasta un

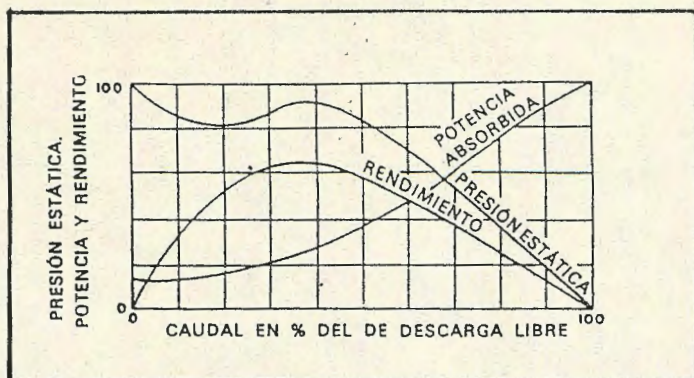


Fig. 1.8 Características de un ventilador con aletas curvadas hacia delante

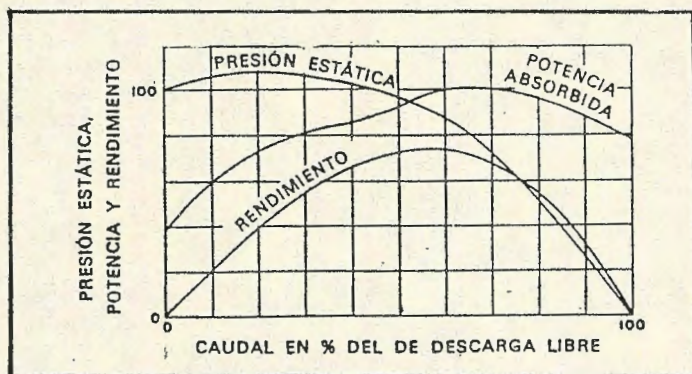


Fig. 1.9 Características de un ventilador con aletas curvadas hacia atrás

caudal casi nulo. No hay depresión en la curva. Los máximos de la curva de potencia absorbida al máximo caudal. Por consiguiente, un motor elegido para satisfacer la máxima demanda de potencia a una velocidad dada del ventilador no se sobrecarga en ningún punto de la curva, a condición de que se mantenga constante esta velocidad.

Los ventiladores de aletas aerodinámicas y los de aletas inclinadas hacia atrás son dos modalidades de los de aletas curvadas hacia atrás y están ilustrados en las figuras 1.7d y 1.7e. Ambos corresponden a tipos que no se sobrecargan.

El ventilador de aletas aerodinámicas es de gran rendimiento debido a que la forma de sus aletas permite una corriente de aire más uniforme, con menos torbellinos, a través del rodete. Se emplea normalmente en los casos de gran caudal y alta presión, en los que la economía de potencia puede amortizar su mayor costo de adquisición.

El ventilador de aletas inclinadas hacia atrás generalmente se elige de modo que su motor no quede sobrecargado funcionando a descarga libre; por consiguiente, su margen de funcionamiento con alto rendimiento no es tan grande como el del ventilador de aletas curvadas hacia atrás.

1.4.3 VENTILADOR DE ALETAS RADIALES.

La figura 1.10 indica el comportamiento típico de un ventilador de aletas radiales (rectas). La potencia aumenta con el caudal de aire de modo casi directamente proporcional. Así, con este tipo de ventilador, el motor de accionamiento puede resultar sobrecargado cuando las condiciones de funcionamiento se aproximan a las de descarga libre. Los ventiladores de aletas radiales se utilizan pocas veces en instalaciones de acondicionamiento.

1.5 VENTILADORES AXIALES.

La figura 1.11 presenta las características típicas de comportamiento de un ventilador helicoidal.

El ventilador axial de tubo es un ventilador axial normal con alojamiento tubular, pero sin aletas de guía de entrada ni de salida. La forma de la aleta puede ser plana o curvada, y de simple o de doble espesor.

La figura 1.12 es una vista en sección del ventilador axial con aletas directrices.

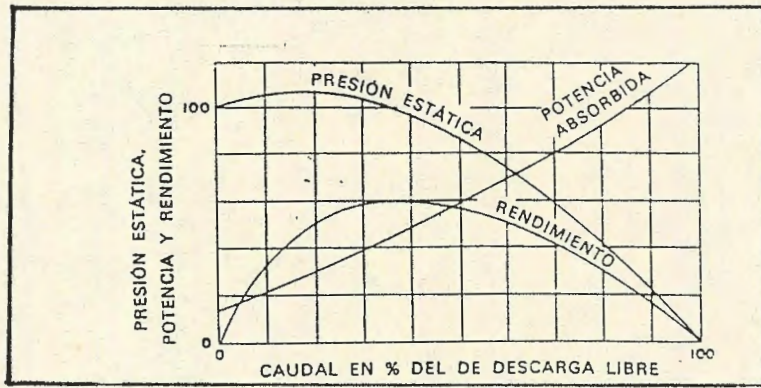


Fig.1.10 Características de un ventilador con aletas radiales

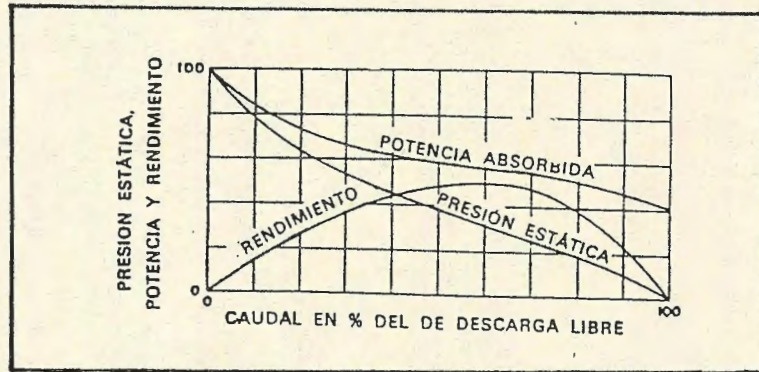


Fig.1.11 Características de un ventilador helicoidal

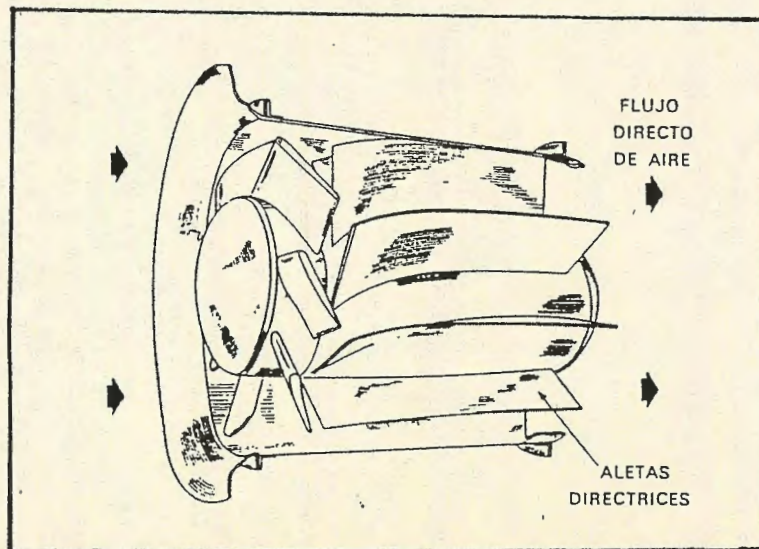


Fig.1.12 Ventilador axial con aletas directrices

La figura 1.13 representa su curva característica.

1.6 DISPOSICIONES DEL VENTILADOR.

La disposición de transmisión del ventilador centrífugo se refiere a la posición, relativa entre el rodete de ventilador, los cojinetes, número de entradas del ventilador y polea o eje de accionamiento. La figura 1.14 indica las diversas disposiciones.

En acondicionamiento de aire se emplean comúnmente las disposiciones 1, 2 y 3. Las disposiciones restantes son versiones modificadas de la 1 y 3. Se pueden adoptar ventiladores de doble entrada con transmisión por correa en las disposiciones 3 y 7.

En tamaños pequeños suelen ser más económicos los ventiladores de simple entrada, mientras en los tamaños más grandes resultan más económicos los ventiladores de doble entrada.

La disposición 3 es la que más se utiliza a causa de que la colocación del cojinete hace innecesaria la plataforma de éste. Por consiguiente el costo y el espacio necesario se

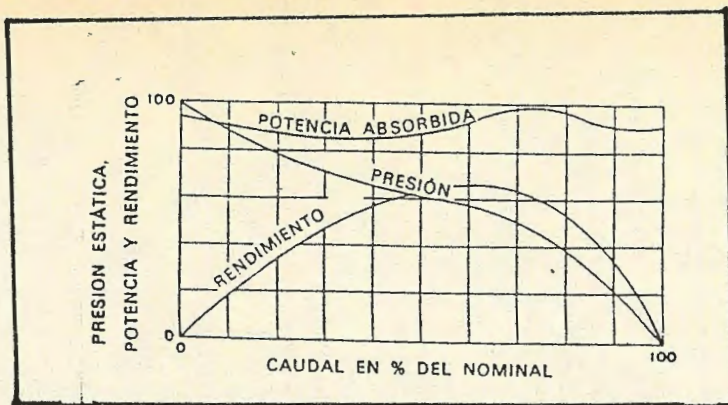


Fig.1.13 Características de un ventilador axial

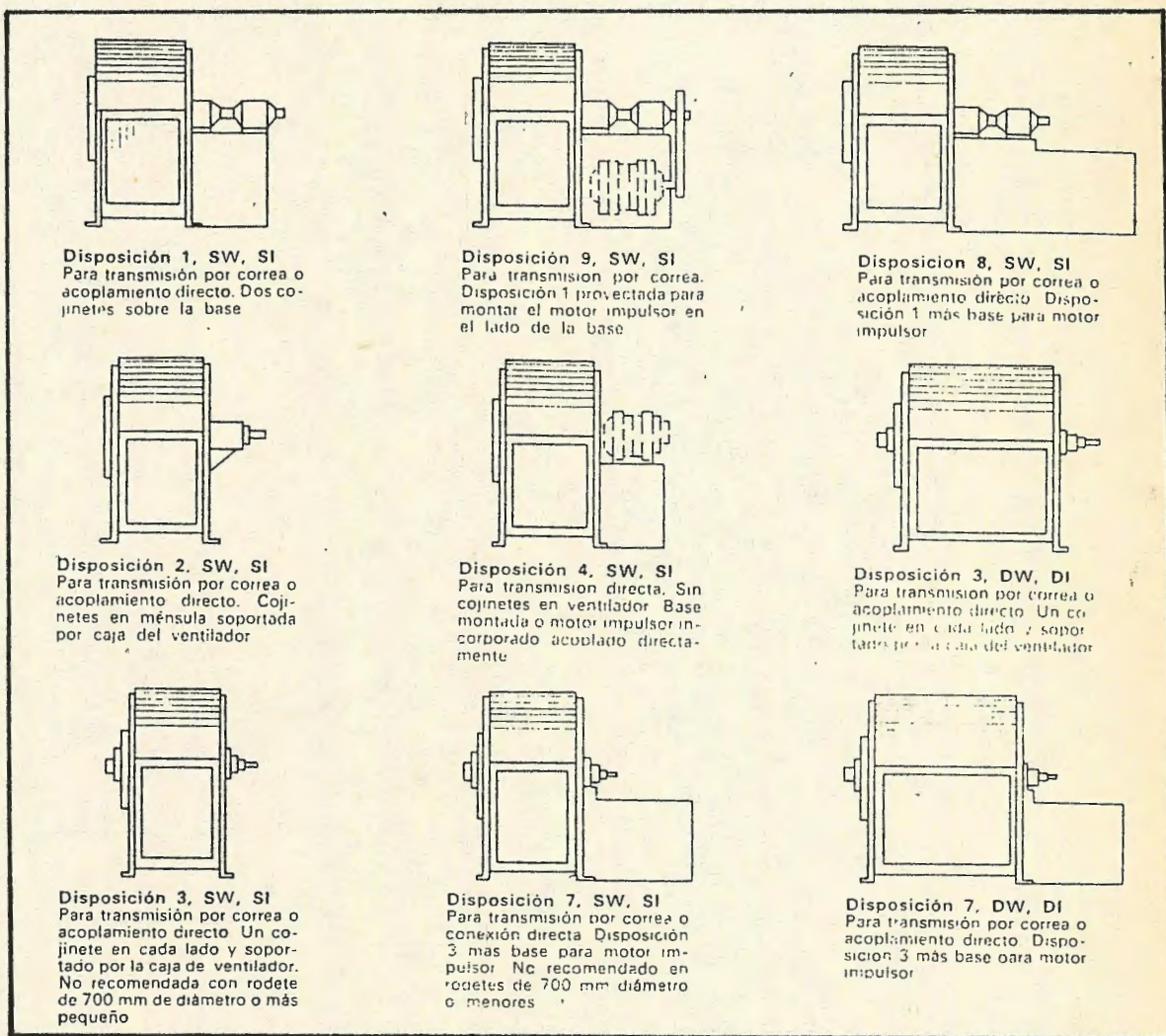


Fig. 1.14 Disposiciones de transmisión

reducen.

La disposición 1 suele ser más cara que la 2 debido a que tiene dos cojinetes y una base.

La tabla 1.2 compara los costos del ventilador y la transmisión para varias disposiciones de entrada única. La selección está basada en caudal de aire y presión estática constante.

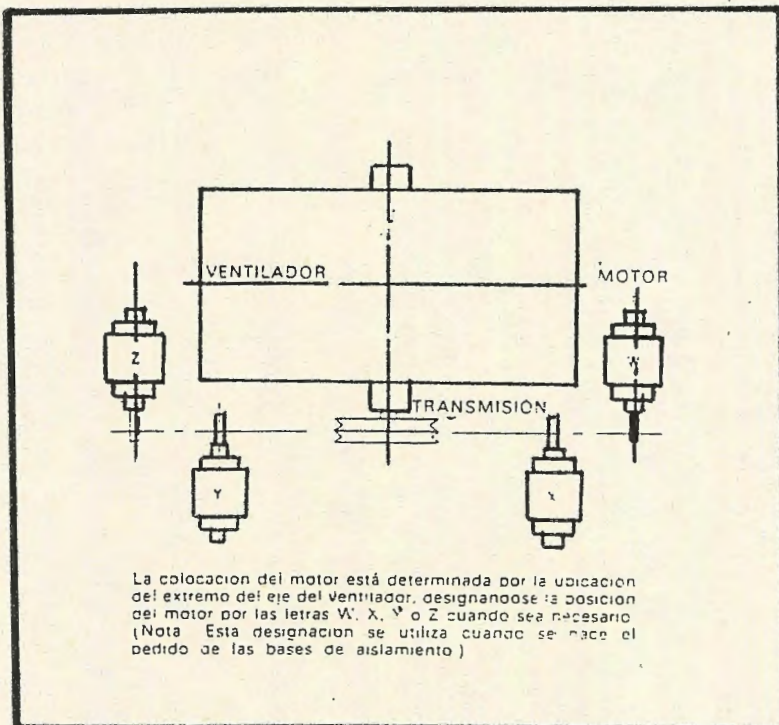
La figura 1.15 muestra las posibles posiciones del motor en el caso de transmisión por correa. El uso de las posiciones W y Z conducen a una construcción más sencilla de la base del ventilador y de la guarda o protección de la correa.

La figura 1.16 muestra la rotación normalizada y las posiciones de las salidas de descarga que se pueden adoptar.

La disposición 4 es de transmisión directa. La disposición 9 corresponde a transmisión por correa en la que el motor está situado fuera de la corriente de aire y la transmisión está protegida.

Tabla 1.2 COMPARACIÓN DEL COSTE SEGÚN DISPOSICIÓN

DISPOSICIONES	COSTES DEL MATERIAL (%)
1	117
2	100
3	100
4	124



Posiciones del motor

Fig.1.15



Fig. 1.16

Posición de la boca de descarga

1.7 CARACTERISTICAS

Las curvas características del ventilador muestran los valores de la presión, la potencia consumida y el rendimiento en función de los caudales de aire que se desean.

Generalmente se representa el rendimiento y la presión estática en vez de la presión total. La presión estática representa mejor la presión utilizable para vencer la resistencia. Sin embargo, la presión estática es menos aplicable cuando la velocidad de salida es elevada.

El comportamiento del ventilador se puede expresar como porcentaje de las cantidades nominales o en función de cantidades absolutas. El primer método está representado en las figuras 1.8, 1.9, 1.10, 1.11 y 1.13.

Las características de operación de un ventilador con velocidad constante se ilustran en la figura 1.17. Estas características son para un ventilador particular, según su tipo, tamaño, así como la densidad y velocidad del aire que se maneja. El ventilador se puede operar desde cero hasta el máximo mostrado; pero cuando se aplica a un sistema, el punto de funcionamiento del ventilador es el

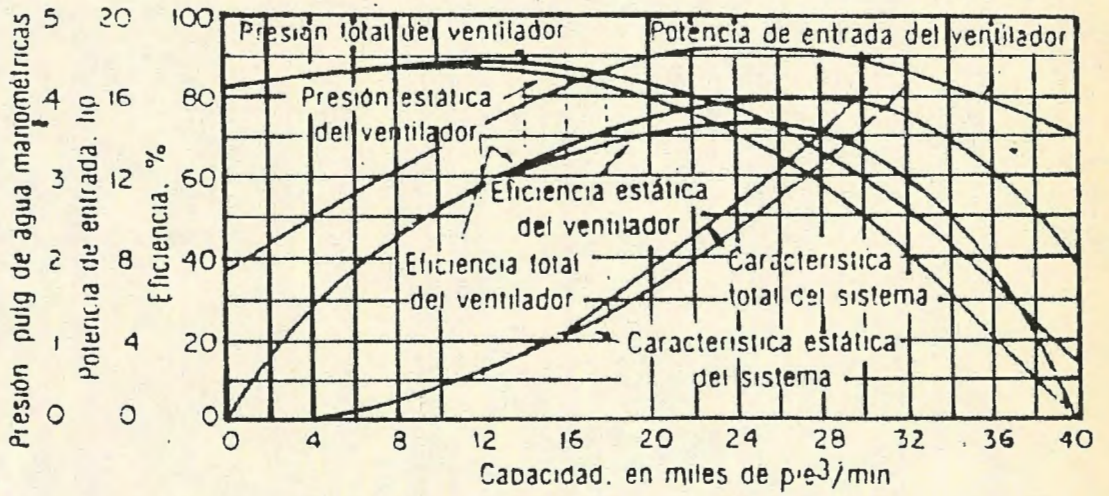


Fig. 1.17 Características del ventilador y del sistema.

punto en que se intersectan las características del sistema y la característica de presión apropiada del ventilador. Para el caso ilustrado, el ventilador funcionaría a $Q=27300$ $p^3/\dot{m}in$ y $p_t=3.4$ pul de agua o $p_s=3$ pul de agua, requiriendo $H=18.3$ hp con la velocidad y densidad para la curva mostrada. La eficiencia estática en este punto de operación es del 73%, y la eficiencia total es del 80%. Si la característica del sistema estuviera más abajo, se intersectaría en la característica del ventilador a una capacidad más alta y éste manejaría más aire.

En la figura 1.18 se muestran las características de un ventilador con compuerta de control en la descarga, y control de entrada por venas variables y con control de velocidad variable. Estas características son, en particular, para un ventilador centrífugo de aspas curvadas hacia atrás, pero el principio general se aplica a todos los ventiladores. Las compuertas en la salida no afectan el flujo del ventilador; en consecuencia, el funcionamiento del ventilador sólo se altera por la adición de resistencias al sistema, lo cual produce una nueva intersección en la curva. El punto 1 corresponde a las compuertas completamente abiertas. Los puntos 2 y 3 corresponden a un cerrado progresivo de la compuerta. Obsérvese que hay cierta reducción de la

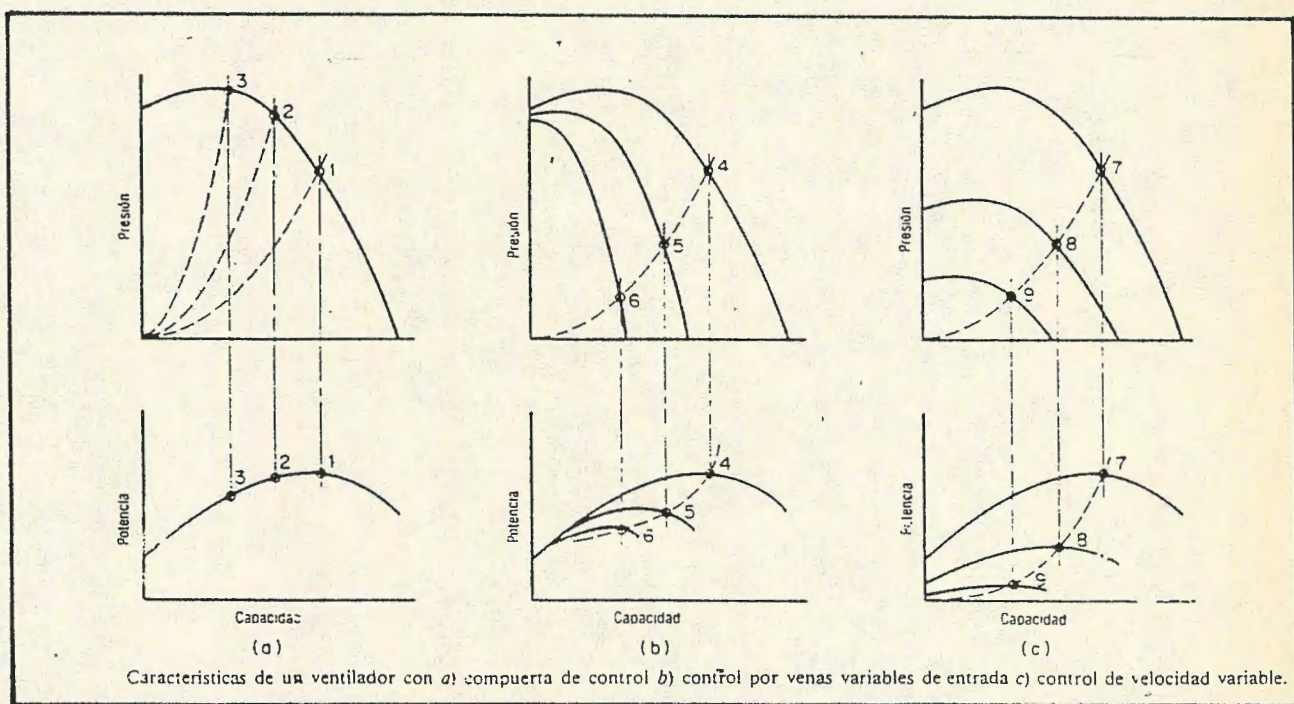


Fig.1.18

potencia, cuando se reduce la capacidad de este ventilador particular. Las venas variables de entrada producen un remolino, lo cual reduce la capacidad para desarrollar presión. El punto 4 es para las venas variables de entrada ampliamente abiertas y corresponde al punto 1.

Los puntos 5 y 6 corresponden al cerrado progresivo de las venas. Obsérvese que la reducción de potencia para la reducción de capacidad es mejor con las venas que con las compuertas. La velocidad variable es el medio más eficiente de controlar la capacidad. El punto 7 es para la velocidad plena y los puntos 8 y 9 para reducciones progresivas de la velocidad. Obsérvese el ahorro de potencia en comparación con los otros métodos. La velocidad variable tiene las ventajas en términos de bajo ruido y en la reducción del potencial de erosión, pero tiene como desventaja el alto costo. En la figura 1.19 se muestran las características de un ventilador con control de paso variable. Estas características corresponden a un ventilador de flujo axial, comparables a las características del ventilador centrífugo de la figura 1.18. El punto 10 corresponde a los puntos 1, 4 ó 7. Capacidades reducidas son las que muestran los puntos 11 y 12, que se obtienen reduciendo el paso.

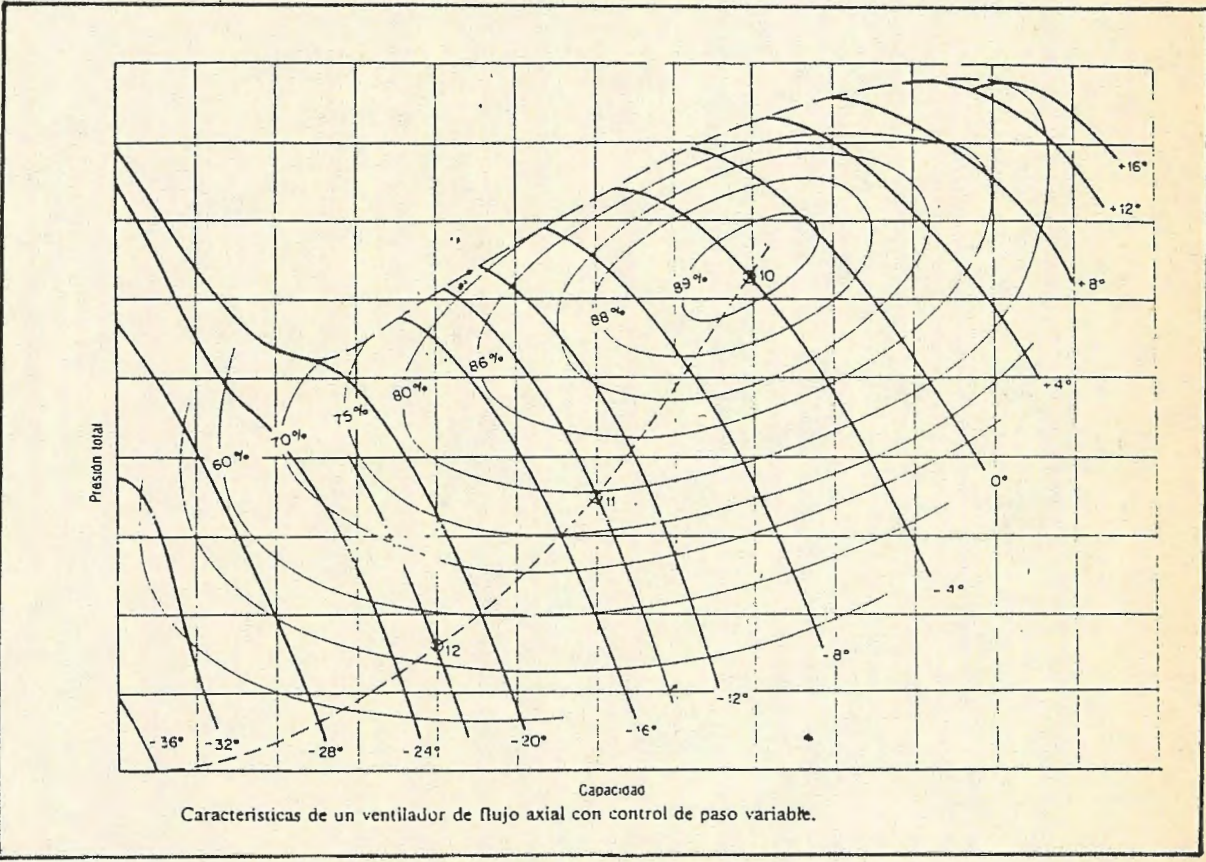


Fig.1.19

1.7.1 ACOPLAMIENTO VENTILADOR-SISTEMA.

En el análisis anterior, se observó que el punto de operación de un ventilador en un sistema particular es el punto de intersección de la característica del sistema y la del ventilador. Se determina otro camino, por medio de la energía requerida por el sistema, la cual debe ser suministrada en la cantidad exacta por el ventilador. Si el ventilador suministra más, o menos, energía, la capacidad será mayor, o menor, que la deseada. Para tal efecto, se utilizan compuertas, control de velocidad variable, venas de entrada variable y paso variable, pero en cualquier circunstancia, el ventilador se selecciona de antemano. El caso más general es el que trata de la selección o diseño de un ventilador, para que realice un trabajo específico.

Cuando se utilizan dos ventiladores, pueden instalarse completamente separados uno del otro, o pueden acercarse lo suficiente como para compartir el eje y los cojinetes, y aún la carcasa. Los ventiladores con ancho doble, de doble entrada son de hecho dos ventiladores en paralelo en una carcasa común. Los sopladores multipasos son, de hecho, dos o más ventiladores en serie en la misma carcasa. Los ventiladores pueden también estar en serie, pero en extremos

opuestos del sistema. Los ventiladores en paralelo pueden tener, en común, casi cualquier cantidad de su resistencia de operación. Por otro lado, los ventiladores pueden tener entrada común y descarga dividida. Además, los ventiladores pueden tener bastantes ductos de trabajo de resistencia igual o desigual. La presión total de la combinación son las sumas de las presiones totales individuales de los ventiladores.

La característica combinada de presión y capacidad total para dos ventiladores en serie puede ser trazada usando las capacidades volumétricas del primer paso como la abscisa y la suma apropiada de las presiones totales como la ordenada. Debido a la compresibilidad, las capacidades volumétricas del segundo paso serán iguales a las del primer paso.

Los ventiladores en paralelo deben desarrollar la suficiente presión para compensar las pérdidas en cualquier ducto de trabajo.

Las curvas combinadas de presión capacidad para dos ventiladores en paralelo pueden graficarse usando la presión apropiada como la ordenada y la suma de las capacidades correspondientes como la abscisa.

CAPITULO II

2.0 ENSAYO DE VENTILADORES.

2.1 DESCRIPCION GENERAL.

Los ensayos de ventiladores son métodos ó procedimientos elaborados con el fin de determinar la curva característica del sistema ventilador. Lo cual es importante ya que de ello depende la correcta selección del ventilador; para que sea compatible con las características que se tengan en el sistema del ducto.

En todo sistema para tratamiento del aire se encuentra una gran variedad de componentes como tubería (conductos), filtros, compuertas, etc. Variando la disposición de cada uno de ellos de un sistema a otro. Debido a esto cada sistema tiene su propia curva característica presión caudal⁽¹⁾.

(1) Los símbolos a utilizar son P (presión) y Q (caudal)

Las curvas que gobiernan los sistemas se basan en la ley que establece lo siguiente:

"La resistencia al flujo de aire (presión estática) de un sistema varía de modo directamente proporcional al cuadrado del volumen de aire que fluye a través del sistema." (Ver figura 2.1).

En forma cuantitativa la ley anterior puede expresarse así:

$$\text{Presión estática} \propto (\text{Cantidad de aire})^2 \quad (1)$$

$$P_{est} \propto (Q)^2$$

Los sistemas de unidades en los que más se trabajan estas curvas son los siguientes:

Inglés: pulg de agua $(\text{pies}^3/\text{min})^2$

Internacional: mm de columna de agua $(\text{m}^3/\text{h})^2$

En los ensayos es usual el tener medidores de caudal en los diferentes sistemas anotados. Para resolver este problema será necesario efectuar las conversiones requeridas para el caso particular.

La figura 2.1 muestra las gráficas que representan las

curvas características de un ventilador de paletas curvadas hacia delante trabajando éste a altas y bajas revoluciones por minuto.

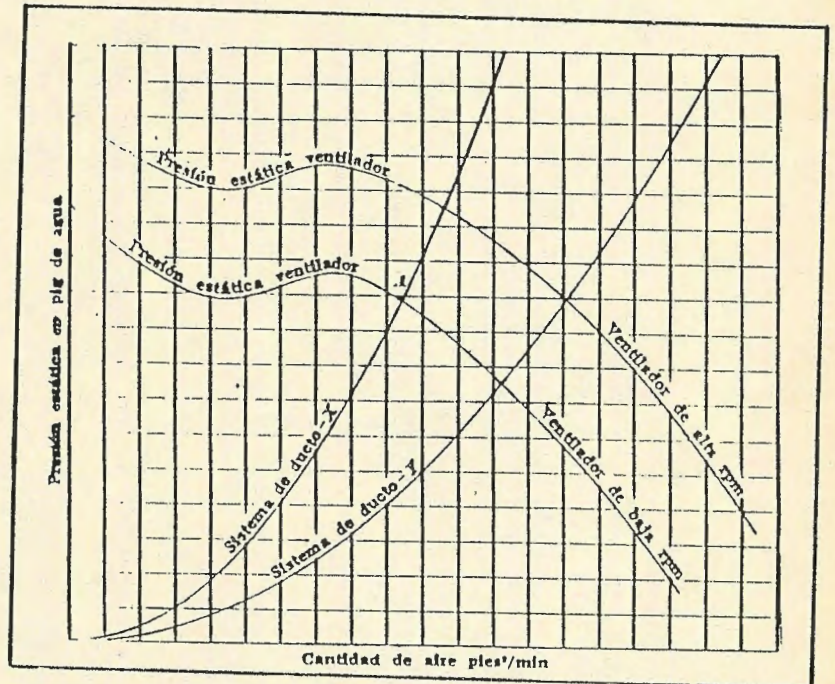


Fig. 2.1 Curvas características
De acuerdo a la información que la gráfica proporciona, el punto correcto de selección es el punto A. Este punto, es el de máxima eficiencia de un ventilador, ya que es el punto medio de intersección de las curvas de un ventilador de baja rpm y un sistema de ducto dado que se está trabajando con el punto de equilibrio de ambos parámetros característicos del ventilador: presión, caudal.

Trabajando el sistema con valores medios se asegura un funcionamiento estable y con niveles de ruido mínimos.

Para el caso, que se seleccione el punto inmediato superior para el mismo ventilador trabajando a alta rpm se verá un incremento de la presión a un aumento en la velocidad a valores altos perdiendo estabilidad y aumentando los niveles de ruido en la operación del sistema. Esto produce un incremento en los costos de la instalación y operación del mismo, ya que se hace necesario adaptar otros dispositivos para estrangular el aire de suministro.

2.1.1 ANALISIS DE RUIDO.

En todo sistema mecánico es casi imposible evitar el ruido producido por los diferentes dispositivos que lo componen.

Para el caso particular de un sistema de ventilación, al seleccionar el ventilador los parámetros que predominan son la presión y el caudal. El ruido es considerado un aspecto secundario en la mayoría de los casos. La única observación que se hace en este sentido, es seleccionar el ventilador que trabaje con el menor nivel de ruido posible.

En nuestro medio, solo se consideran los parámetros de presión y caudal. El ruido que el ventilador emite casi

nunca es considerado, dado la falta de un código nacional de ventilación que contemple todos los aspectos involucrados en sistemas de acondicionamiento de aire, incluido en él, el parámetro ruido. La poca información con la que se cuenta, se obtiene en catálogos de fabricantes y se limita a datos de nivel de ruido en números de decibeles.

De manera general, el nivel de ruido se ve afectado por factores tales como:

diámetro nominal del ventilador,
rpm del motor accionador.

obsérvandose que el ruido disminuye para ventiladores con diámetro nominal igual si se disminuye el número de rpm del motor. Para una mejor explicación se presenta la tabla 2.1.

2.2 METODOS DE ENSAYO DE VENTILADORES.

En el diseño de sistemas de ventilación el factor más importante que se toma en cuenta es la escogitación correcta del ventilador. Lo que se busca es seleccionar un ventilador que satisfaga las características que el sistema demanda, sin tener problemas de sobredimensionamiento y/o selección de máquina que no cubra los requerimientos del sistema.

TABLA 2:1 (1)

Esta tabla está registrada bajo la norma DIN 45365, tolerancia +2db. Condiciones normales, es decir, aspiración sin obstáculos (condiciones idealizadas de ensayo).

con motor trifásico 380 V, 50 Hz

(en caso de servicio con corriente monofásica, el caudal se reduce, en dependencia de la velocidad, hasta en un 4%; la presión, hasta en un 8%)

Datos para selección												
Diámetro nominal	Caudal m ³ /h para una presión estática de ... Pa								Velocidad	Nivel de presión de sonido a 1 m de distancia ⁽¹⁾	Tipo del ventilador	Potencia máx. absorbida por las aspas
	0	30	50	100	150	200	300	400				
mm	m ³ /h	m ³ /h	m ³ /h	m ³ /h	m ³ /h	m ³ /h	m ³ /h	m ³ /h	rpm	dB (A)		kW
Con motores de 2 polos												
250	2000 1330	1960 1280	1760 1240	1390 1150	— 960	— —	— —	— —	2810 2810	71 69	2CC2 252 2CC4 254	0,1 0,1
315	3870 2860	3700 2800	3580 2770	3270 2650	2820 2500	— 2340	— —	— —	2730 2770	77 73	2CC2 312 2CC4 312	0,32 0,29
355	5600 4210	5400 4150	5300 4100	4990 4000	4500 3860	4170 3740	3460 —	— —	2800 2800	79 75	2CC2 352 2CC4 352	0,57 0,57
400	8140 6050	7920 5920	7810 5830	7490 5680	7060 5530	6620 5290	5540 4970	— 4390	2790 2790	84 80	2CC2 402 2CC4 402	0,85 0,85
Con motores de 4 polos												
280	1250 690	880 580	— —	— —	— —	— —	— —	— —	1390 1420	57 54	2CC2 254 2CC4 254	0,02 0,02
315	2590 1910	2160 1330	1760 1200	— —	— —	— —	— —	— —	1380 1440	62 56	2CC2 314 2CC4 314	0,07 0,05
355	3650 2250	3200 1940	2810 1840	— 1370	— —	— —	— —	— —	1380 1420	64 59	2CC2 354 2CC4 354	0,12 0,08
400	4820 3290	4410 3000	4090 2860	— 2160	— —	— —	— —	— —	1380 1440	70 66	2CC2 404 2CC4 404	0,17 0,14
450	6570 4390	6050 4220	5650 4100	4540 3760	— 3280	— —	— —	— —	1370 1400	71 70	2CC2 454 2CC4 454	0,27 0,21
500	8930 8000	8350 5760	7920 5620	6800 5170	5260 4700	— —	— —	— —	1410 1410	72 72	2CC2 504 2CC4 504	0,47 0,47
560	12000 8420	11300 8260	10900 8100	9720 7490	8260 7020	6400 —	— —	— —	1430 1430	74 74	2CC2 564 2CC4 564	0,71 0,76
630	18200 12000	15700 11600	15300 11500	14100 11000	12800 10400	11000 9720	7700 —	— —	1420 1410	78 78	2CC2 634 2CC4 634	1,2 1,25
710	24300 18200	23700 17900	23500 17700	22300 17200	21400 16500	19900 15900	14600 12700	— —	1420 1440	83 83	2CC2 714 2CC4 714	3 2,7
Con motores de 6 polos												
450	4250 2840	3370 2490	2520 2200	— —	— —	— —	— —	— —	900 930	57 57	2CC2 456 2CC4 456	0,07 0,06
500	5830 4030	5040 3740	4390 3480	— —	— —	— —	— —	— —	960 960	61 61	2CC2 506 2CC4 506	0,15 0,14
560	8030 5830	7080 5400	6280 5040	— 3900	— —	— —	— —	— —	950 950	63 63	2CC2 566 2CC4 566	0,22 0,22
630	10900 7780	9630 7290	9110 6900	— 5760	— —	— —	— —	— —	940 920	67 67	2CC2 636 2CC4 636	0,35 0,36
710	15600 11100	14800 10600	14000 10200	— 9070	— 7660	— —	— —	— —	940 950	74 74	2CC2 716 2CC4 716	0,65 0,77
800	24100	23100	22300	19800	—	—	—	—	920	81	2CC2 806	1,6
Ventiladores para establos, probados por la DLG (Deutsche Landwirtschaft Gesellschaft = Asociación alemana de agricultores y ganaderos)												
Con motores de 4 polos												
400	4270	3840	3540	—	—	—	—	—	1410	68	2CC2 404	0,14
450	5710	5170	4770	3400	—	—	—	—	1370	67	2CC2 454	0,20
500	7740	6180	6790	5630	—	—	—	—	1420	70	2CC2 504	0,29
Con motores de 6 polos												
630	10700	9600	8750	—	—	—	—	—	930	68	2CC2 636	0,32

(1) Tomado de catálogo de fabricantes SIEMENS, motores ventiladores, sección 1, página 1/45, EQUIPO ELECTRICO INDUSTRIAL 1989.

Con el fin de obtener ese punto de funcionamiento se hace indispensable efectuar tres medidas; estas son:

- a) Medida de la presión manométrica total,
- b) Medición del caudal o flujo,
- c) Medida de la potencia absorbida.

Estas tres pruebas, permiten calcular el rendimiento del ventilador y así, se pueden establecer parámetros de comparación que permiten seleccionar correctamente el punto de mayor eficiencia de la máquina en el sistema, elaborando con ello la curva característica del ventilador.

2.2.1 MEDIDA DE LA PRESION MANOMETRICA TOTAL Y DEL CAUDAL.

Para medir esta presión, el arreglo convencional de ensayo es el que se muestra en la fig. 2.2:

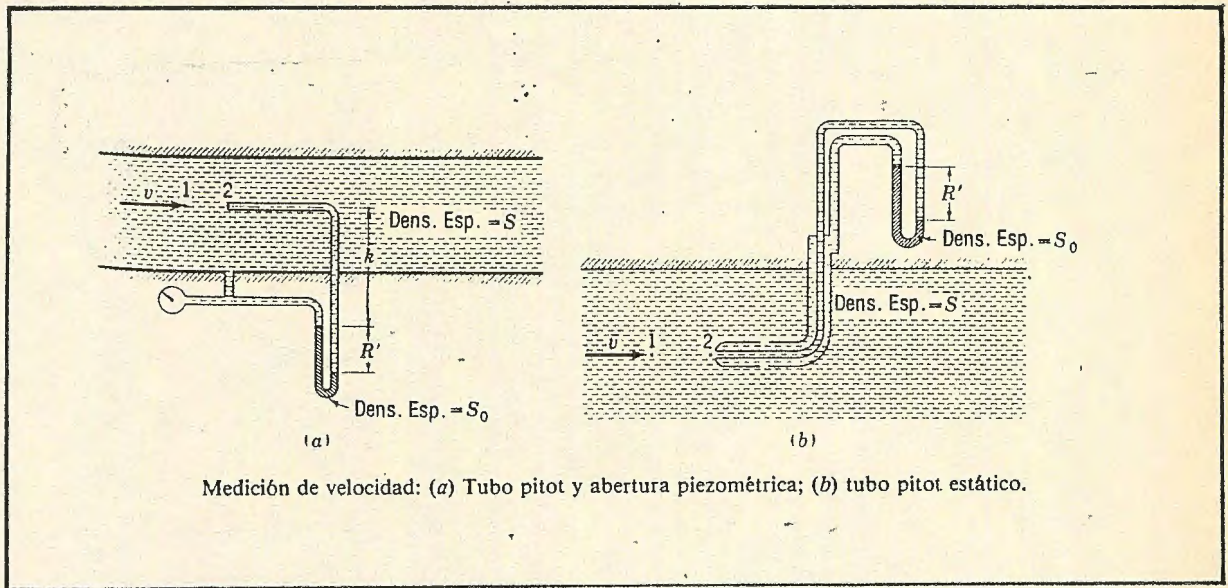


Fig.2.2 Medida de la presión manométrica
y del caudal.

Esta disposición es una combinación de hidrostática e hidrodinámica. El arreglo está acoplado de la forma siguiente: Dos tubos de pitot concéntricos sellados independientemente uno del otro, de forma tal que el exterior está perforado con agujeros perpendicularmente dispuestos a la dirección del flujo midiendo así la presión estática. El tubo interior puede tener una ó varias entradas (agujeros)

(2) Al hablar de sistema, entiendase como tal al sistema de ventilación o acondicionamiento de aire.

dirigidas hacia el flujo para medir la presión dinámica. La figura 2.3 muestra la disposición descrita.

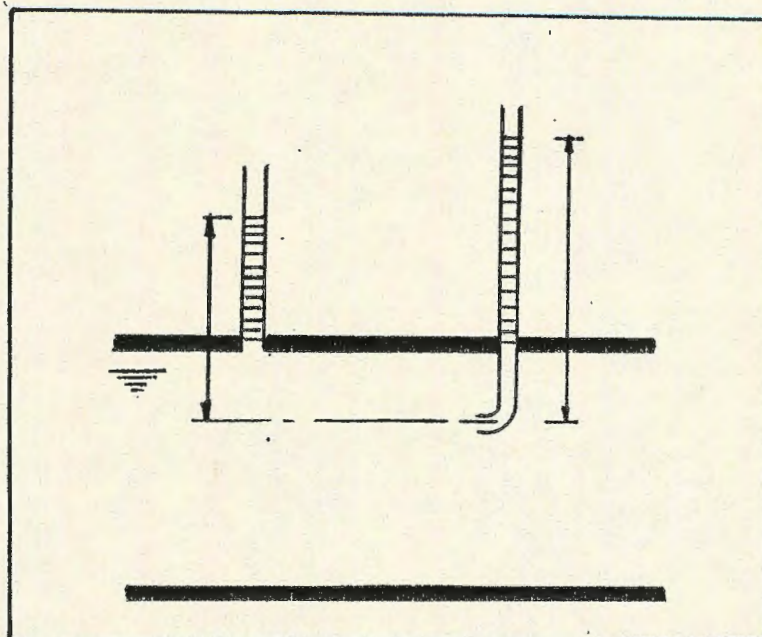


Figura 2.3 Tubos de pitot.

La presión total es la suma de dos presiones:

$$P_{tot} = P_{est} + P_{din} \quad (2)$$

La figura 2.4 muestra la disposición de los tubos de pitot para medir la presión total y las presiones parciales indicadas. Ambos medidores dispuestos en un solo conjunto o disposición de Prandtl.

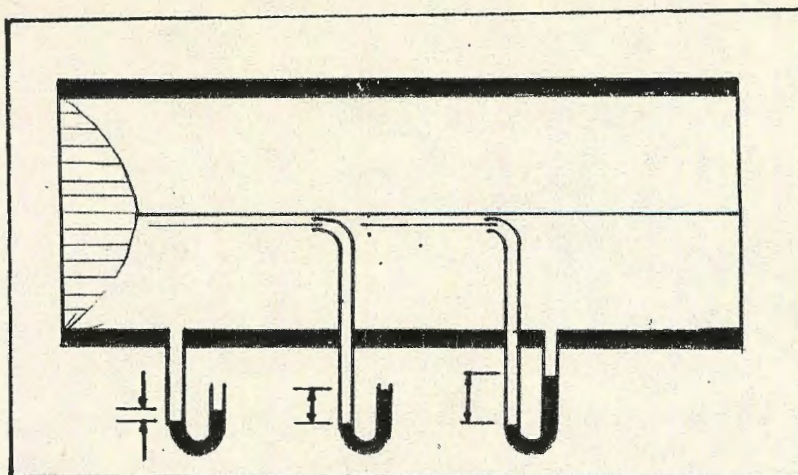


Fig.2.4 Tubos de Prandtl

2.2.2 MEDICION DEL CAUDAL.

Fara medir caudal en ductos existen instrumentos que dan lectura inmediata de dicha magnitud. En nuestro medio son de difícil adquisición, por lo elevado de su precio. Esta limitante hace necesario que para el presente proyecto se diseñe otra forma para obtener las mediciones de caudal.

La medición se hará en forma indirecta, basándose en la teoría de dinámica de fluidos.

La ecuación general de Bernoulli plantea:

$$P/\gamma + V^2/2g + Z = \text{constante} \quad (3)$$

P: Presión,

γ : Peso específico del fluido,

Z: Altura de referencia,

g: Aceleración de la gravedad,

V: Velocidad del fluido

Y expresa que se da una transformación de las energías potencial o de posición, presión y velocidad cuando un fluido circula en forma continua en un ducto uniforme.

De la teoría de flujo de fluidos se sabe que en el tubo de pitot la velocidad del fluido se anula transformando la energía cinética a energía de presión. Combinando las ecuaciones (2) y (3) se obtiene:

$$P_{din} = V^2 \gamma / 2g \quad (\text{Kg/m}^2) \quad (4)$$

De continuidad:

$$Q = AV \quad (5)$$

Manteniendo *A* constante y variando *V* para distintas revoluciones en el motor se obtienen diferentes valores para el caudal y plotear la curva característica, con los valores de presión correspondiente.

De acuerdo a la información recopilada, son dos los métodos que se conocen para determinar los parámetros descritos:

- 1) Método con cajón.
- 2) Método de sondeo de la vena de fluido.

2.2.2.1 Método con cajón.

El ventilador a ensayar se acopla por medio de un divergente a un cajón cilíndrico con el extremo cerrado por una placa con orificio central. El ventilador aspira o impulsa aire. El diámetro se diseña lo suficientemente grande como para disminuir la velocidad del fluido (aire para el caso particular) a valores bastante bajos. La única medición que se realiza es la de presión estática, observándose que se realiza cerca de la placa de obturación.

Conociendo el coeficiente de contracción de la placa se deduce la velocidad del fluido. Se conoce además, la pérdida de carga del divergente entre ventilador y cajón; dando como resultado: que la presión manométrica total es igual a la suma de la presión estática más la pérdida de carga del divergente calculada para el caudal determinado anteriormente.

La figura 2.5 muestra la disposición de los equipo. para el ensayo descrito.

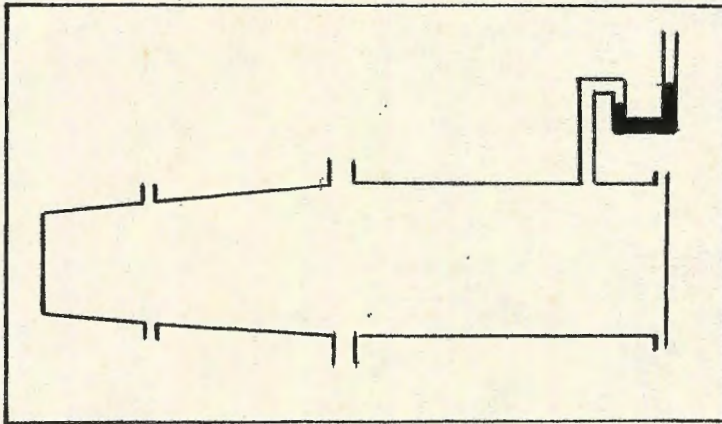


Fig.2.5 Método con cajón

2.2.2.2 METODO DE SONDEO DE LA VENA DE FLUIDO.

En este método la máquina que se ensaya se acopla a un ducto de sección constante y con una longitud 10 veces el diámetro de salida del ventilador, como mínimo.

La disposición de los tubos de pitot o disposición de prandtl para efectuar las medidas de flujo, están colocados

a $2/3$ de la longitud total del ducto, partiendo del acople del ventilador con el ducto, que permiten determinar la presión estática y la presión total.

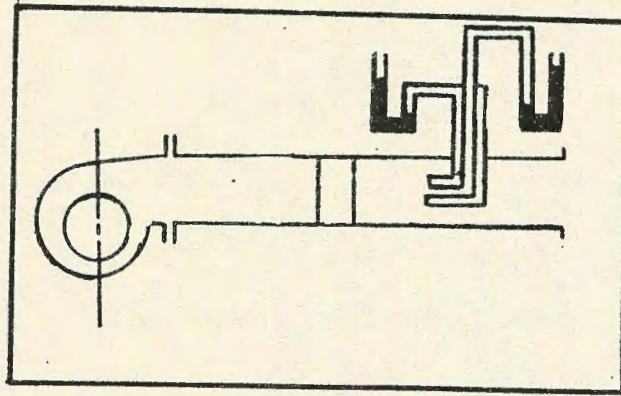


Fig.2.6 Método de sondeo de la vena de fluido

Para el desarrollo del presente proyecto el método que se tomará como base será el de sondeo de la vena de fluido debido a que es del que hay más información disponible. A la vez que con este método se obtienen los valores de presión estática y dinámica, a diferencia del método de cajón que solamente proporciona la medida de presión estática. El método de diseño y cálculos se presentan en los siguientes capítulos.

De acuerdo a lo descrito anteriormente en cuanto a métodos

(1) Tomado de Masana tardá, página 67, figura 51. Ventiladores y turbocompresores.

de ensayo, los presentadores seleccionaron la forma del banco de ensayo de acuerdo a la disposición siguiente:

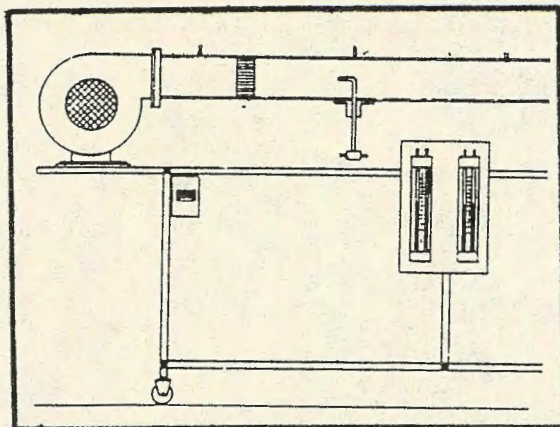


Fig.2.7. Banco de prueba

2.3 MEDIDA DE LA POTENCIA ABSORBIDA.

La medida de potencia absorbida se puede realizar por medio de los métodos siguientes:

1) Con un tacómetro y un torsiómetro instalado entre el motor accionador y el ventilador permitiendo la lectura directa del par.

2) Utilizando un tacómetro y una balanza electrodinámica para obtener con este método, al igual que el anterior, la

lectura directa del par.

3) Con el método de pérdidas separadas, por el rendimiento del motor eléctrico de arrastre.

Los dos primeros métodos se basan en la teoría siguiente:

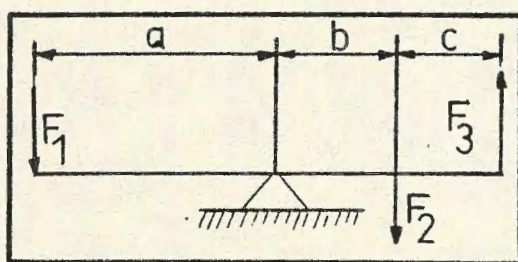


Fig. 2.8 Ley de la palanca

EL producto de una fuerza F por un brazo de palanca S se conoce como par M de la fuerza F . Lo anterior puede expresarse así:

$$M = F \cdot S$$

Donde F : fuerza

S : distancia perpendicular al punto de aplicación de la fuerza.

Las unidades de M son las siguientes:

Inglés = libras por pulg.

Intenacional = Newton por metro

Para que el arreglo se encuentre en equilibrio, los pares de la izquierda deben ser iguales a los de la derecha, de lo contrario, la palanca girará en el sentido del par que sea mayor.

De manera similar, en los motores eléctricos se presentan pares. En el estator se origina un campo magnético de flujo ϕ . De acuerdo a teoría de motores eléctricos, todo conductor recorrido por una corriente se encuentra sometido a una fuerza de valor.

$$F = B.I.L$$

Esta fuerza se encuentra aplicada al conductor a una distancia s del eje del rotor. Cuando se tengan z conductores recorridos por corriente en el campo magnético aparecerá un par M de valor.

$$M = F.S$$

$$M = B.I.L.Z.S$$

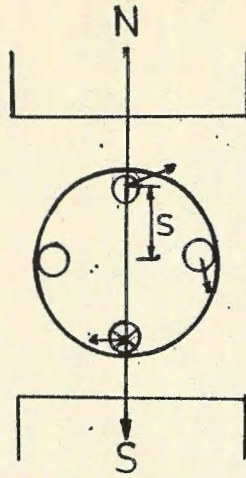


Fig. 2.9 Motor eléctrico

Las magnitudes que están relacionadas son el par M y la frecuencia de giro n , pues ésta disminuye cuando aumenta el par. Cuando el motor arranca, n es nula y el par que actúa en ese momento se denomina par de arranque.

Todo lo descrito anteriormente puede determinarse por medio de la balanza electrodinámica.

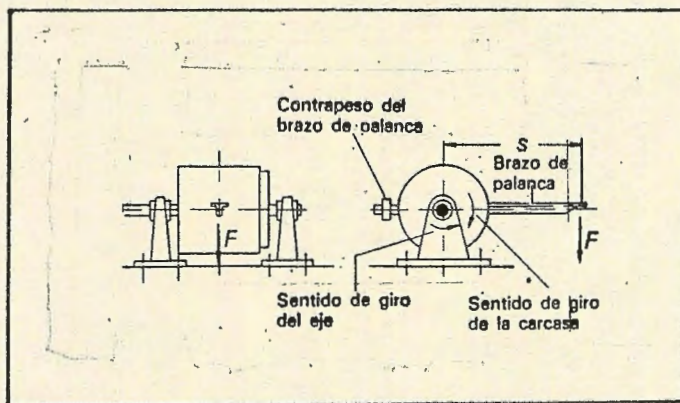


Fig.2.10 Balanza electrodinámica

El principio de funcionamiento es el siguiente:

Cuando el eje de una máquina transmite un determinado par, para que la máquina permanezca en reposo es preciso que su sujeción ofrezca un par resistente de igual intensidad. Si la carga está montada de modo que puede girar, sobre el brazo de palanca s unido a la carcasa, actuará una fuerza F .

El tercer método se basa en el rendimiento que se tiene del motor eléctrico. Las magnitudes que intervienen son la potencia eléctrica de entrada y la de salida, relacionados de la forma siguiente:

$$\eta = P_o / P_i$$

P_o : potencia de salida

P_i : potencia de entrada

η : rendimiento

La potencia de entrada al motor se puede medir directamente con un vatímetro conectado a la red de alimentación; u obtenerse en forma indirecta colocando un voltímetro y un amperímetro en la red de entrada. El esquema de conexión es el siguiente:

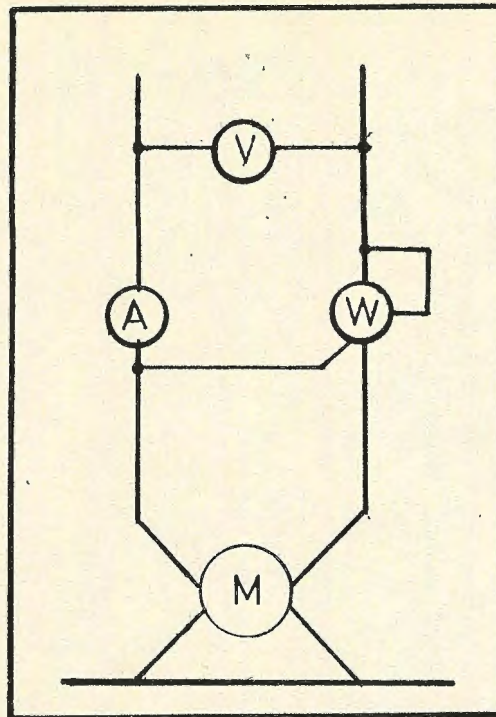


Fig.2.11 Medida de potencia

Si se encuentra la potencia por medio de

$$P = V.I \quad (6)$$

debe afectarse por el factor de potencia. Luego (6). queda así

$$P = V.I \cos \Theta$$

Para la potencia de salida, existen varios métodos para determinarla. Los dos primeros que se describieron son bastante prácticos y con buena aproximación de resultados.

Pero presentan la limitante de contar con una balanza electrodinámica o diseñarla, lo que elevaría los costos del banco de prueba. En base a esto, los presentadores optan por diseñar otro método para la determinación de la potencia de salida. De la teoría de máquinas eléctricas, se sabe que se puede construir el diagrama del circuito equivalente para todo motor, haciendo la prueba de vacío y la de cortocircuito. Con la ayuda de estos ensayos, se determinan los parámetros del motor y se puede determinar la potencia para los valores de revoluciones por minuto o lo que se desee probar el motor y por consiguiente el ventilador acoplado a él. La velocidad de giro del motor se determina con la ayuda de un tacómetro.

2.4 TUBO DE PITOT Y OBSERVACIONES EN FLUJO COMPRESIBLE.

En flujo transónico y supersónico, las lecturas de los tubos de pitot y estáticos son afectadas por las ondas de choque formadas por los instrumentos de medición al introducirlos dentro del ducto. Una onda de choque es una zona estrecha, con líneas de corriente que cruzan radialmente, a través de la cual ocurre un aumento de la presión, de la densidad, y la temperatura en la parte cónica del tubo. Acompañado por una pérdida abrupta de energía (aumento en entropía) y una disminución de la velocidad.

La onda de choque afecta las presiones actuando a la salida y entrada del tubo de pitot-estático.

2.4.1 EFECTO DE YAW EN FLUJO COMPRESIBLE.

La insensibilidad de las lecturas del tubo de pitot para el desalineamiento, en flujo incompresible disminuye, para el flujo compresible en condiciones supersónicas; ya que, el tubo puede ser colocado con suficiente precisión para la mayoría de propósitos. Los resultados para una cabeza en forma circular (tubo de Prandtl, fig. 2.12), en flujo subsónico son mostrados en la fig. 2.13.

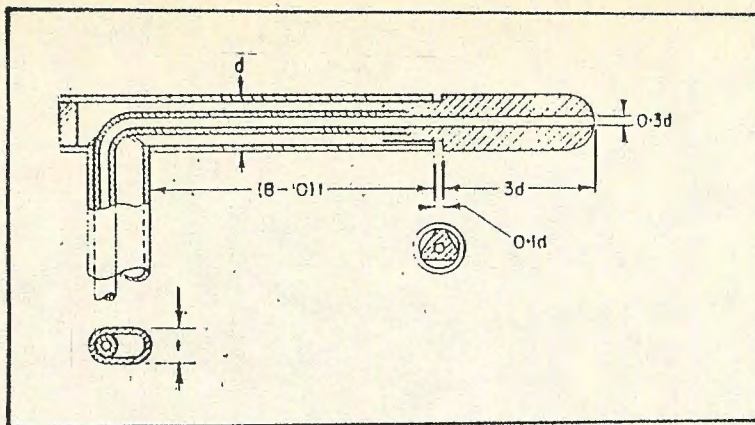


Fig.2.12 Tubo de Prandtl

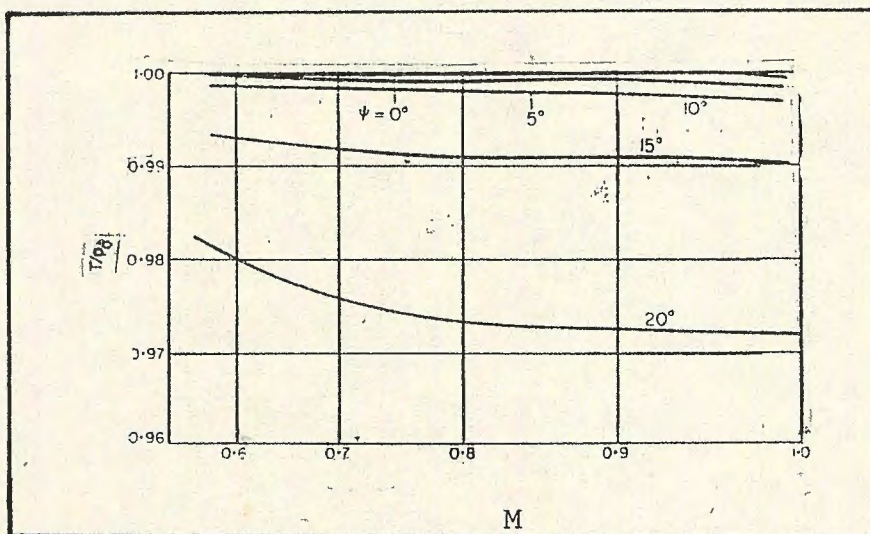


Fig. 2.13 Variación de la presión total con el número de MACH y YAW

A manera de ejemplos de como los tubos de pitot se comportan en flujo supersónico con el propósito de orientar el diseño del tubo de pitot se puede analizar la fig. 2.14, para un número de Mach de 1.6. "La insensibilidad de yaw se define como el desalineamiento angular para el cual la lectura del tubo de pitot varía en 1%, de la diferencia entre la presión del tubo de pitot (cero yaw) y la presión estática del flujo laminar".

En flujo incompresible esto es igual a 7% de la presión cinética del flujo laminar ($1/2 \rho V^2$); en flujo compresible ocurre un cambio equivalente de la presión cinética o el número de Mach, involucrando el uso de las relaciones de flujo isoentrópico junto con el flujo supersónico. En relaciones de choque normal, con la definición anterior los valores de la insensibilidad de yaw para los diseños del tubo de pitot varían según los datos siguientes:

- a) +/- 11
- b) +/- 27
- c) +/- 27.5
- d) +/- 30
- e) +/- 38.5
- f) +/- 40

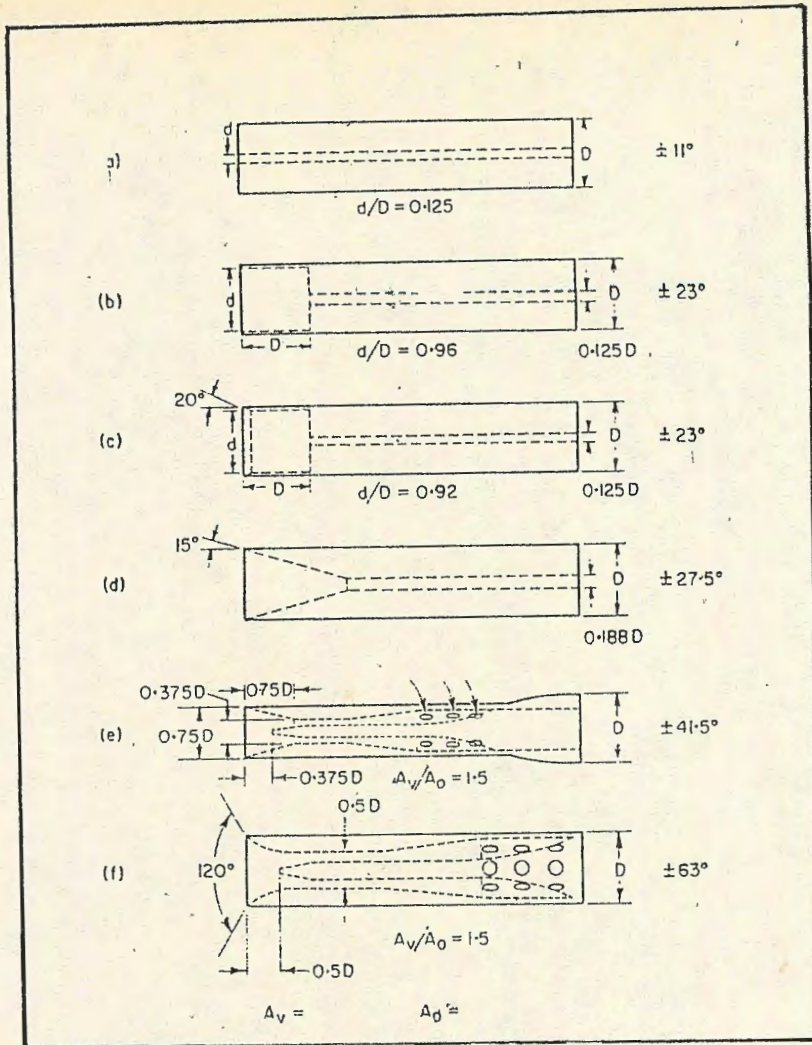


Fig. 2.14 Cabezas de Pitot

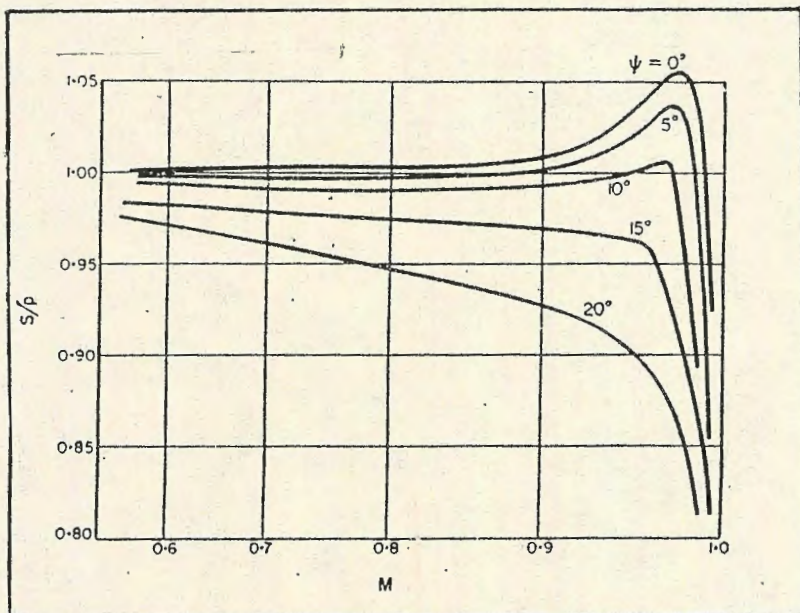


Fig. 2.15 Presión estática-MACH

2.4.2 LECTURA DE PRESION ESTATICA EN FLUJO COMPRESIBLE

En flujo compresible el tubo estático es alineado en la dirección del flujo, para lograr registrar las corrientes libres de presión estática correctamente, para un incremento del número de Mach. Los resultados obtenidos por ejemplo, para un tubo de Prandtl no muestra el error apreciable, en lecturas estáticas que es de 0.8 al menos para un mismo número de Mach (fig. 2.15). Para un número de Mach elevado se registra un incremento uniforme de la presión, probablemente por el campo de presión del soporte del tubo.

Cuando el número de Mach se acerca a la unidad, la lectura disminuye rápidamente. Esto es cierto para el desarrollo de una región local de flujo supersónico a la entrada del tubo, terminando en una onda de choque la cual se mueve antes y pasa por los agujeros que reciben la presión estática, mientras el número de Mach se va incrementando; después de todo la presión estática actuando en el flujo supersónico es registrada en el tubo. Una consecuencia más fuerte, es que la presión para el agujero estático puede no ser influenciado largamente por el campo de presión del vástago; por lo tanto no se puede utilizar bajas velocidades en el diseño, para contrarrestar la caída de presión en la cabeza del tubo,

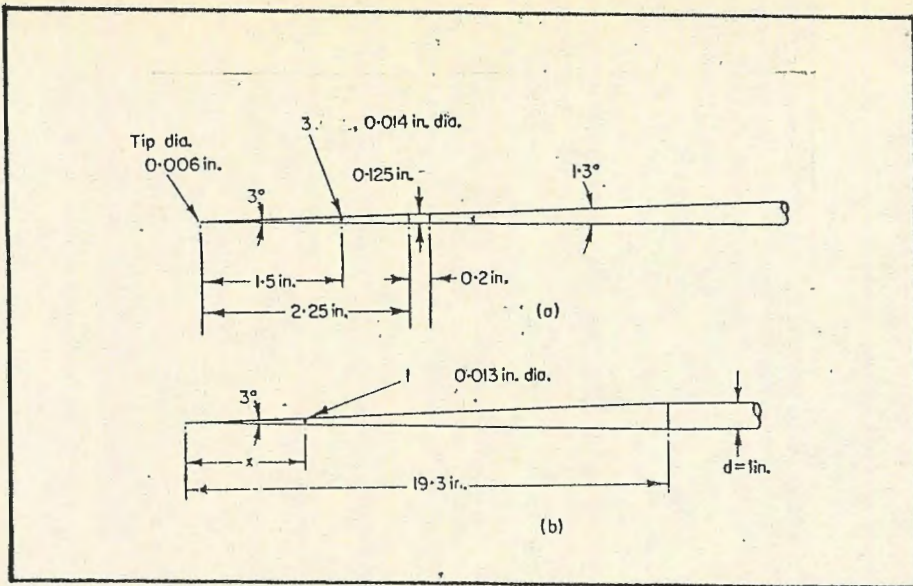


Fig. 2.16 Probadores estáticos cónicos

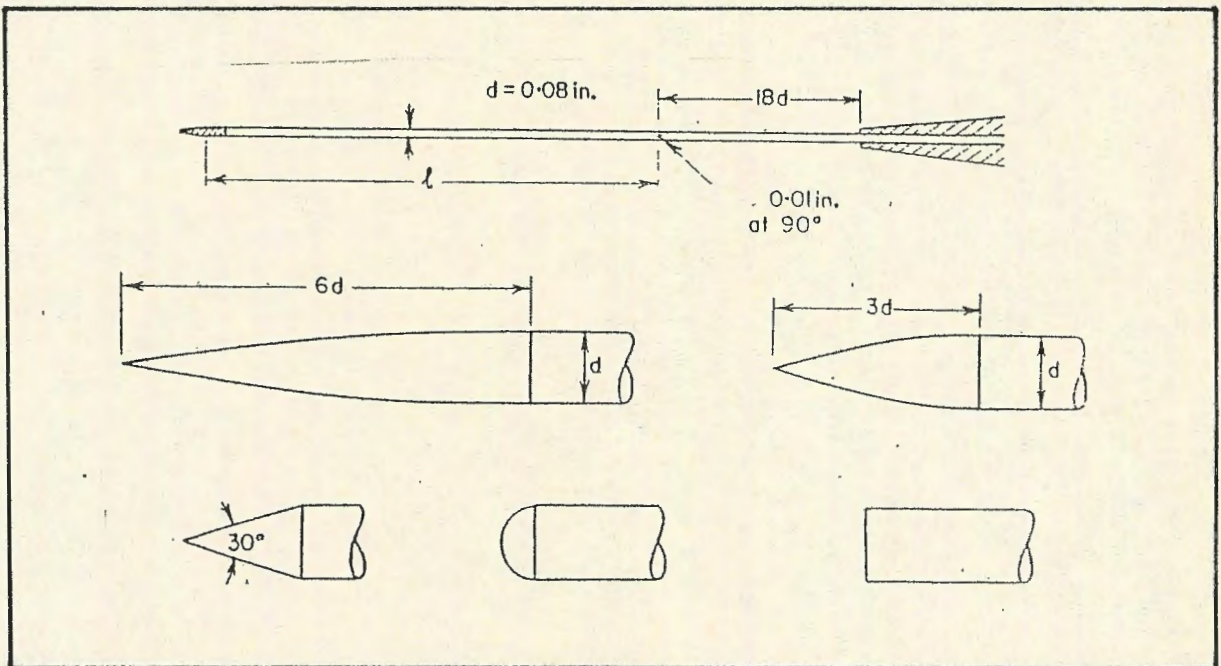


Fig. 2.17 Probadores estáticos supersónicos

debido al incremento de presión en el vástago, entonces un tubo diseñado sobre este principio para leer correctamente a bajos números de Mach, proporcionará errores en flujos a altas velocidades. Estos efectos pueden ser menores para números de Mach cercanos a la unidad; sin embargo al utilizar una cabeza cónica como la de la fig. 2.16(a) en corrientes bajas sobre longitudes de prueba cortos proporciona lecturas satisfactorias con $M=1$; en terminos de deducir el número de Mach las correcciones para este tubo fueron estimadas desde cero hasta un $M=0.98$, 0.002 para $0.98 < M < 1.01$, y 0.004 para $1.01 < M < 1.20$. Las pruebas hechas en una cabeza similar pero de una longitud mayor fig. 2.16(b) muestra que el error en lecturas de presión estática permanecen dentro de 0.01 de la diferencia entre la presión total y la presión estática de corriente libre dentro de un Mach de 0.20 hasta 1.13 y para ángulos de incidencia entre ± 1 , para valores de la relación x/d de ambos 5 y 7 respectivamente.

Como en flujo incompresible, las lecturas de un tubo estático continuo puede ser sensitivo para ángulos mucho más pequeños del desalineamiento con la dirección del flujo que es el caso de los tubos de pitot. Esto también es ejemplificado por las curvas de la fig. 2.15. Para algunos

flujos es ventajoso el usar una cabeza en forma de cuña, la cual es relativamente menos sensible para el desalineamiento en su plano de simetría. Algunas veces el error en las lecturas de un tubo de presión estática en flujo transónico depende de la forma de la cabeza y de la posición de las agujeros tanto como del número de Mach y la dirección del flujo.

En flujo supersónico, los tubos estáticos con una variedad de formas en sus cabezas pueden registrar presiones estáticas en corrientes libres de una forma más precisa, previendo que los agujeros estén lo suficientemente lejos de la baja corriente. La sensibilidad yaw de todas las formas de cabeza mostradas en la fig. 2.17 es típicamente cerca del 1% de la reducción en la medición de la presión para yaw de 3-5°. Estas figuras se refieren a un probador con un soporte. Si en la corriente se utiliza un soporte, éste no podría estar más cerca de los agujeros que 13 veces el diámetro del tubo excepto para una cabeza cuadrada, cuando una distancia de 6 a 7 veces el diámetro sea suficiente. Un probador corto, diseñado matemáticamente con una presión local donde su valor es teóricamente igual a aquel de flujo laminar, es mostrado en fig. 2.18.

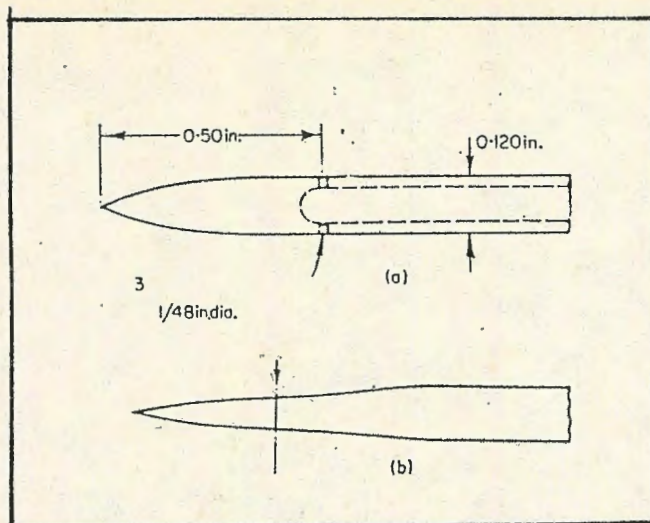


Fig. 2.18 Probadores estáticos cortos supersónicos

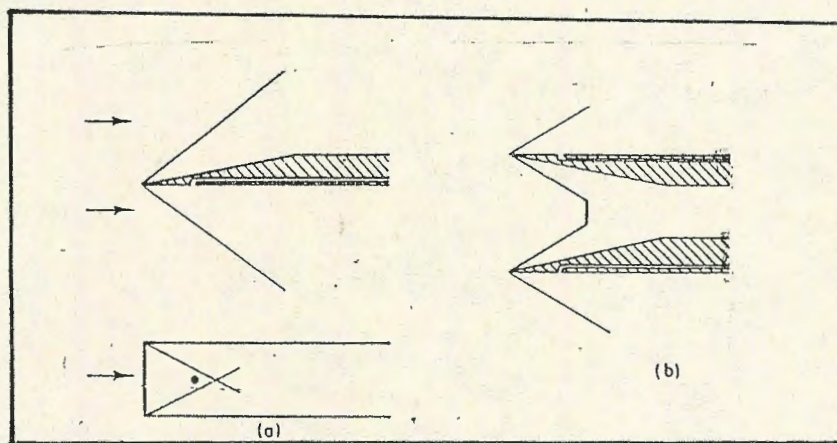


Fig. 2.19 Probadores estáticos supersónicos con punta especial

La presión estática en flujo supersónico ha sido también medida usando la formas de la fig. 2.19. Este tipo de probadores no causan disturbios a altas corrientes, y es por lo tanto más utilizado para presiones cerca de las ondas de choque. Los errores de choque son serios, pero ellos pueden ser reducidos al utilizar, dos probadores simétricamente dispuestos. Un diseño cónico especial puede también ser empleado fig. 2.19 .

Las lecturas de la presión estática pueden ser afectadas por la variación en el diámetro de los agujeros, por la forma de la superficie y por la forma de la sección transversal. El diámetro de los agujeros cilíndricos es típicamente cerca de 20 veces el diámetro externo del tubo.

2.4.3 TUBO DE PITOT ESTÁTICO.

Aunque se separan los probadores de presión estática y total, a menudo son preferidos juntos, la combinación del tubo de pitot estático puede ser usado en flujo compresible. Se necesita el redondear la nariz de los probadores, sin embargo, son acentuados los efectos de compresibilidad en las lecturas de flujo transónico.

Los datos experimentales sobre la variación de la diferencia de la presión estática $(p_0 - p)$ con el número de Mach (y el ángulo de yaw), para un tubo de Prandtl se muestran en la fig. 2.20. Pruebas similares en pitot estándar muestran que el error de velocidad se mantiene dentro de ± 0.005 sobre el rango del número de Mach de 0.4 a 0.8, y para ángulos de incidencia arriba de al menos $10 \sqrt{v^2}$; se mantiene dentro de ± 0.01 hasta los 15 con $M=0.4$, 12 con 0.6 y 0.7, y 8 con $M=0.8$.

Los errores en el número de Mach, tanto en la presión cinética como en la velocidad del flujo, proporcionan errores en las lecturas de la presión estática, y la presión total. Para un probador correctamente alineado, el error a que conduce el tubo por sí mismo, reside enteramente en la lectura de la presión estática. El error en el número de Mach como consecuencia de un error en la presión estática es ploteada en la fig. 2.21 con el error de la presión expresado en la forma $\frac{\partial p}{p_0 - p}$ (para flujo subsónico) o $\frac{\partial p}{p_0 \cdot p}$ (para flujo supersónico) en la forma $\frac{\partial p}{p}$; las curvas que relacionan los errores expresados en diversas formas, se muestran en fig. 2.22.

2.5 PRINCIPIOS GENERALES DE DISEÑO: DISTRIBUCION DE LA PRESION A LO LARGO DE LA SUPERFICIE.

Para explicar como estos datos son considerados, será necesario considerar los valores típicos de la presión distribuida en un cuerpo inmerso en una corriente uniforme de flujo incompresible. Desde un requerimiento fundamental como la mínima turbulencia del flujo, consideraremos el tipo de análisis generalmente conocido como "línea de corriente".

Suponiendo que un sólido de revolución (como el de la fig. 2.23) está inmerso en una corriente de flujo incompresible con su eje a lo largo de la dirección del flujo, y que está provisto con medios para permitir que la presión sea medida en un número de puntos a lo largo de la línea generatriz. Entonces se obtendrá una curva de presión como se muestra en la parte más baja de la fig. 2.23 en la cual el cero de presión es la presión estática en el flujo laminar.

En cuanto a el tubo de pitot, la presión en el punto inicial (de estancamiento), donde una línea de flujo alcanza el reposo, es igual a la presión cinética, $1/2 QV^2$, más la presión estática (p) en el fluido. La presión actuando en algún otro punto sobre la superficie de el cuerpo será la

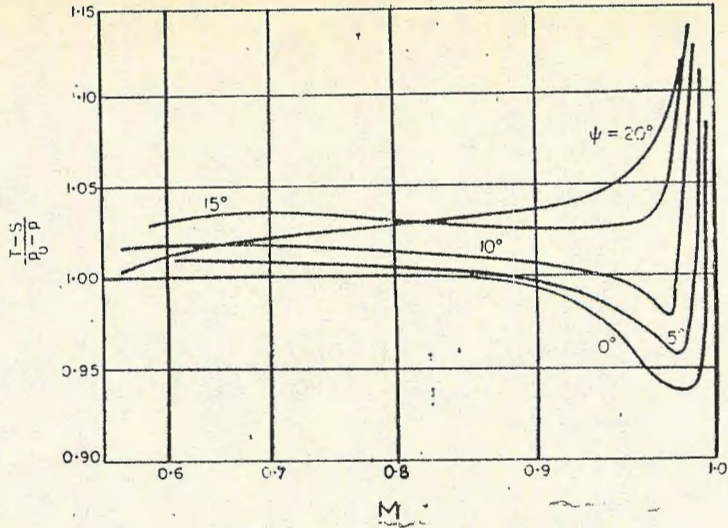


Fig. 2.20 Presión dinámica vrs. MACH y YAW

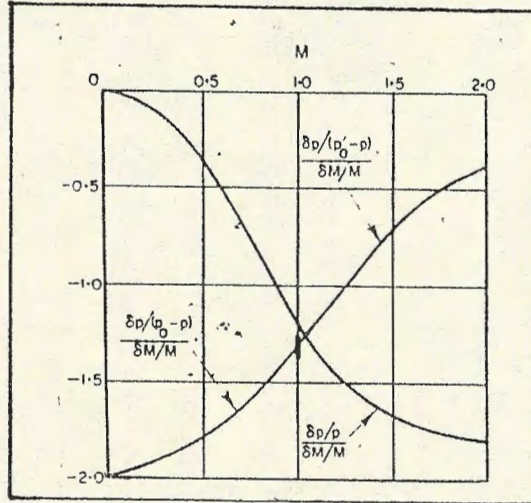
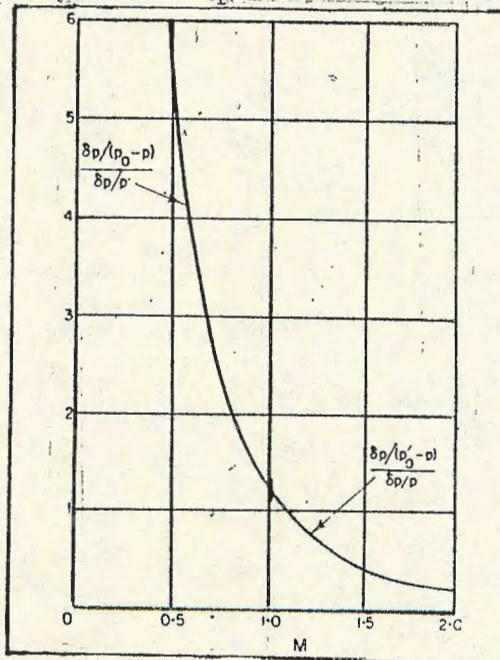


Fig. 2.21 Error de presión estática



presión estática (p) más alguna fracción ó múltiplo f (el cual puede ser tanto positivo o negativo) de la presión cinética. Entonces si existe, un pequeño agujero sobre el punto de estancamiento y otro sobre la misma superficie y ambos son conectados en lados opuestos de un manómetro diferencial, este último indicará una diferencia de presión p dada por:

$$p = 0.5(1-f) QV^2 = 0.5KQV^2 \quad (1)$$

Si por lo tanto, se determina el valor del factor K por calibración experimental. Se puede usar el conjunto a lo largo de una línea de corriente, con las conexiones apropiadas de presión, como un anemómetro ó tubo de presión.

2.5.1 EL TUBO PITOT Y EL TUBO ESTÁTICO.

El tubo de pitot estático, se muestra en la fig. 2.24, el cual es un caso especial, en el cual el valor de f de la ec.1 tiene un valor muy cercano a cero. Por lo tanto, $K=1$ y la presión diferencial p tiende a ser igual a la presión cinética (en flujo incompresible).

En la fig. 2.24 se puede ver la combinación del tubo estático y el tubo pitot, el cual consiste en dos tubos

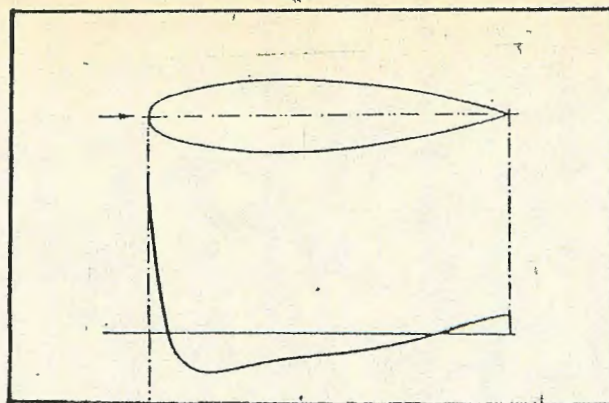


Fig. 2.23 Distribución de la presión sobre un cuerpo en corriente libre

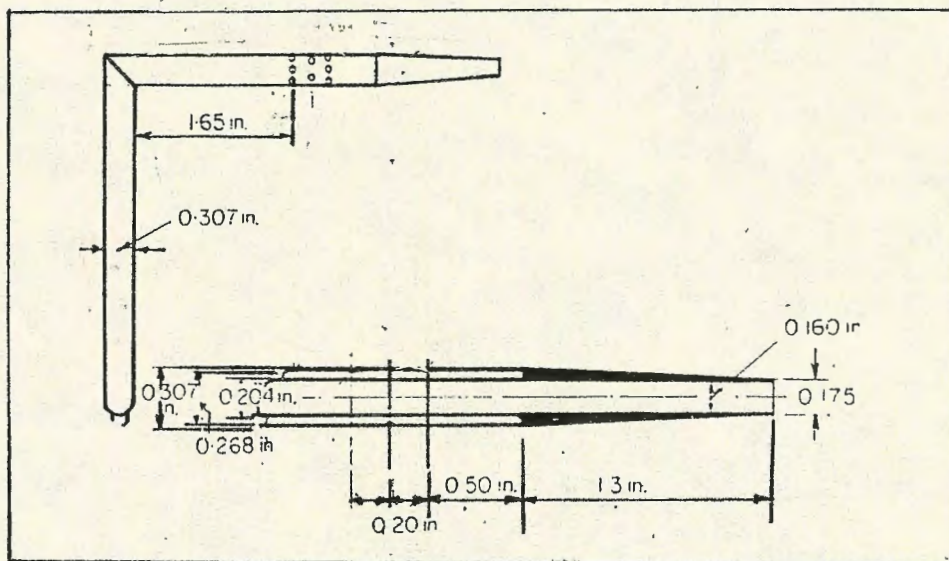


Fig. 2.24 Tubo de Pitot Standar NPL

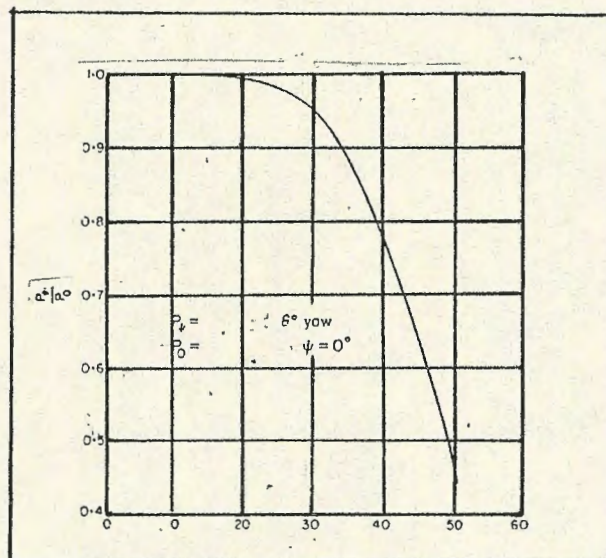


Fig. 2.25 Efecto de YAW sobre un tubo de Pitot

coaxiales: el tubo interior mide la presión total; el otro tubo está abierto a la corriente únicamente a través de orificios pequeños a corta distancia detrás de la boca. La cabeza del instrumento está generalmente unido a un vástago a la derecha del codo. El cual es sostenido por un soporte por el lado del tubo o ducto en el cual la medición está siendo hecha, y lleva las terminales de conexión al manómetro de presión.

2.5.2 LAS CARACTERISTICAS DE TUBOS PITOT-ESTATICOS.

En la ausencia de un vástago, la distribución de presión a lo largo de la superficie de la cabeza es similar a aquel mostrado en la fig. 2.23 por la corriente de línea en un sólido de revolución, pero con la región delantera de presión positiva relativamente más corta. Si el valor de K en la ec.1 es la unidad, los orificios pueden ser colocados en una región donde la presión actuando sobre la superficie de la cabeza sea igual a la presión estática de la corriente. La distribución de la presión, y la correcta posición de los orificios estáticos, dependerán parcialmente de la forma del frente de la nariz, particularmente de la posición del vástago, el cual produce un aumento de la presión de la corriente por sí mismo y eso afecta la presión

en los orificios.

2.5.3 EL CILINDRO DE PITOT.

En mediciones industriales de flujo en tubería algunas veces es necesario el insertar y separar un medidor de velocidad a intervalos frecuentes. Algunas veces también, por ejemplo en investigaciones del flujo en turbomaquinarias, es necesario hacer exploraciones totales de presión en regiones difíciles o imposibles para alcanzar con la forma del tubo de pitot. El cilindro pitot es un tubo cilíndrico recto con una parte cerrada, usualmente por una tapa hemisférica, el cual es insertado dentro del tubo y, en su forma más simple, tiene un agujero pequeño taladrado en su pared cerca del final expuesto a la corriente de aire (ver fig. 2.24). Cuando en el uso, el tubo es orientado a los orificios corriente arriba, al conectarlo a un manómetro, registra la presión total en el orificio. Usualmente hay dos orificios adicionales en el mismo plano transversal arreglados simétricamente a 30° - 35° a cada lado de él. Su propósito es permitir que el instrumento sea cuidadosamente alineado: cuando las presiones en los dos orificios auxiliares son iguales, la presión total en el orificio será normal a la dirección del flujo.

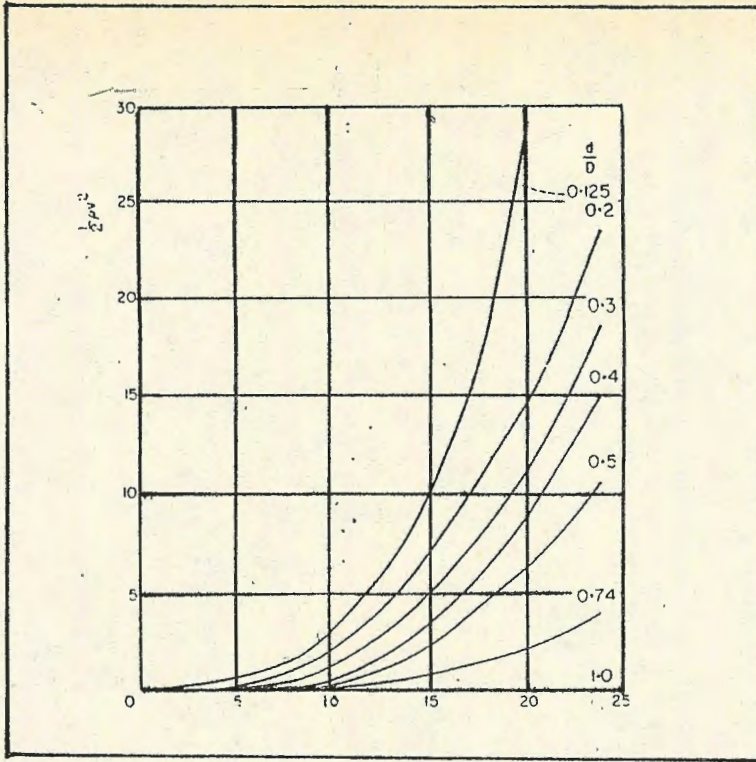


Fig. 2.26 Variación de YAW a diferentes d/D

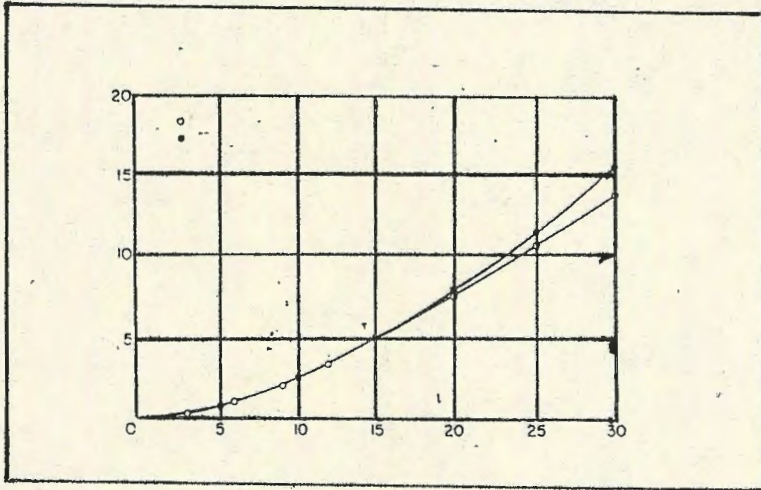


Fig. 2.27 Efecto de YAW sobre tubos estáticos

La presión estática se mide mejor en forma separada. Teóricamente, puede ser medida por los orificios auxiliares, porque la distribución de la presión superficial alrededor del plano transversal del tubo es tal que hay dos puntos sobre la periferia, simétricamente localizados con respecto al primer punto, en el cual la presión es igual a la presión estática en la corriente libre. En la práctica, sin embargo, es muy difícil medir cuidadosamente la presión estática de esta manera por un número de razones. En primer lugar, esos puntos están localizados en la región donde la presión superficial está variando más rápidamente con una posición angular dentro de una circunferencia, además, los agujeros deben ser cuidadosamente colocados dentro de un margen de 0° a 2° y, solo así, el instrumento será sensitivo al desalineamiento. Por otra parte, la posición a la cual la presión superficial es igual a la presión estática varía con el número de Reynolds y el grado de turbulencia en la corriente de aire; también se tiende a errar en algún grado aún en un arreglo particular de condiciones normalmente "estables", entonces, las lecturas de un manómetro conectado a uno de esos orificios fluctuarán y serán difíciles de medir cuidadosamente. Esta dificultad y la sensibilidad al alineamiento puede ser vencida por la colocación de dos orificios de presión estática a 3° ó 4° o también del lado de

la boca de entrada y conectarlos por un tubo capilar, el cual transmita la presión estática al manómetro empleado.

Se estima la medición de la presión total, a menos que el orificio sea más de 2.5 veces el diámetro al final del tubo, los efectos del flujo cerca del final causan una presión en el orificio diferente de la presión total en el mismo punto en la corriente libre. El factor K del instrumento es por lo tanto diferente a 1, pero vale 0.93 cuando el agujero es igual al diámetro del final del tubo (y mucho menos cuando está más cerca), y vale 0.99 cuando la distancia es 2 veces el diámetro. El instrumento por lo tanto necesita calibración, y su factor es establecido para depender en algún grado sobre el número de Reynolds y en corriente turbulenta. El factor es también afectado por inclinaciones de la dirección del flujo paralelo al eje del cilindro: esto decrece cerca del 1% con una inclinación de 5° y por 5% para 10° . A menudo, sin embargo la dirección del flujo será conocida, al menos aproximadamente, y esto será suficiente para alinear el instrumento por orientación de su eje hasta que la presión en los agujeros sean iguales, y entonces cerca de su eje perpendicular pasando a través del orificio principal (boca), hasta que la lectura total sea la máxima.

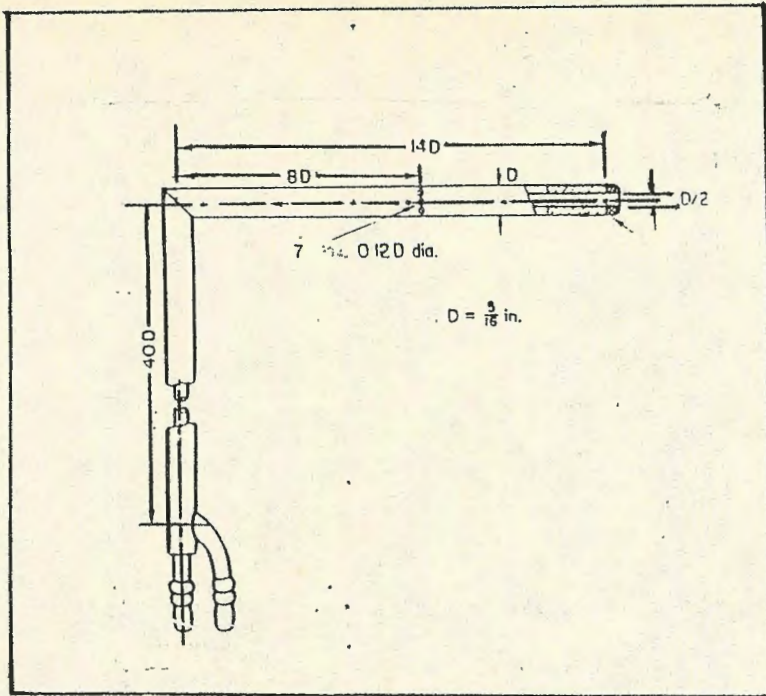


Fig. 2.28 Tubo de Pitot estático estándar NPL

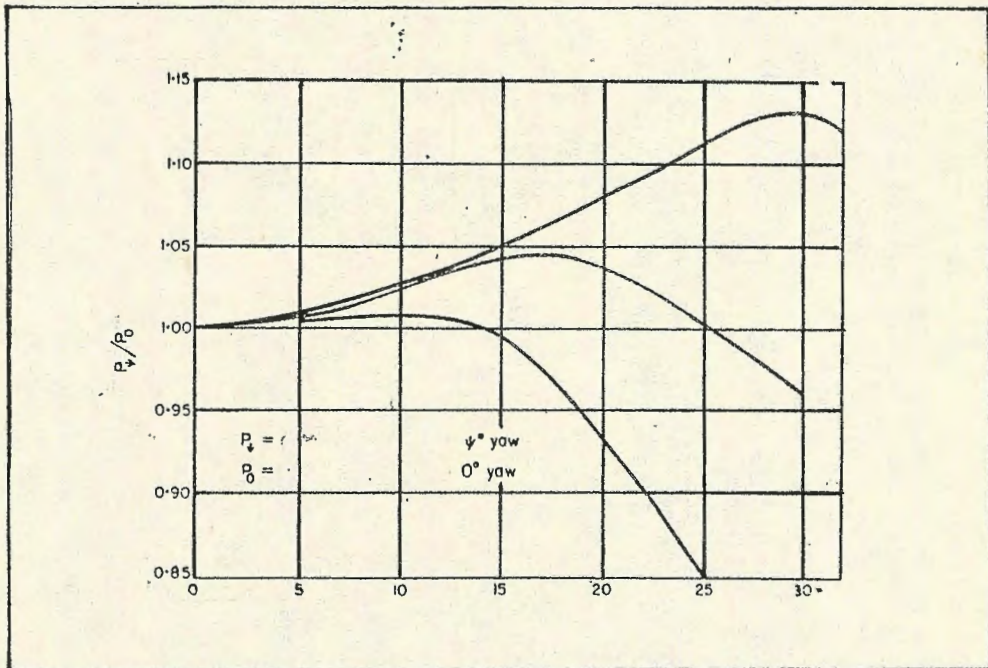


Fig. 2.29 Efecto de YAW sobre combinaciones Pitot-Estáticos.

2.5.4 LOS EFECTOS DEL DESALINEAMIENTO.

En general, los errores se producirán si la cabeza del pitot no es cuidadosamente alineada con la dirección del flujo; pero para ángulos pequeños los errores son a menudo pequeños, particularmente para cabezas de pitot, las cuales son mucho menos sensitivas a este efecto que los agujeros estáticos. Si hay un vástago, las desviaciones angulares en el plano contienen a' cabeza y vástago (grado) dando ligeramente diferentes resultados de las correspondientes desviaciones cerca del eje del vástago (yaw).

a) Tubos de pitot.

Una típica curva de la variación con yaw de la presión registrada por un tubo pitot se muestra en la fig. 2.25. Se observa en ella que el tubo es insensible a ángulos grandes: a 20° , por ejemplo, la presión es únicamente cerca del 1% menos que un cero yaw.

De los resultados obtenidos de los diseños simples (a)-(d) de la fig. 2.14, parece que para cabezas cuadradas la sensibilidad para yaw viene a ser tan grande como la relación de el diámetro del orificio principal d al decrecimiento del diámetro externo del tubo D . Lo mismo es

valedero para diversas formas de cabezas, como los mostrados para los resultados de las cabezas con narices hemisféricas de diferentes relaciones d/D (fig. 2.26).

Los resultados obtenidos en la fig. 2.14 son típicos de aquellos para las numerosas variantes de cada diseño. Los tipos de abertura fig. 2.14(f) es sorprendentemente insensible para yaw, el error llega a ser menor del 1% de la presión dinámica para todos los ángulos bajo los 63° . Las áreas de abertura totales para esta cabeza es 1.5 veces el área de la abertura del resguardo.

b) Tubos estáticos.

Para las condiciones establecidas, los tubos estáticos son mucho mas sensitivos a las desviaciones angulares que los tubos pitot. Los ejemplos en flujo incompresible se muestran en la fig. 2.27 la cual relaciona los tubos de las figuras 2.24 y 2.28.

c) La combinación pitot-estático.

Puede ser conveniente a veces el conocer el efecto de yaw en las lecturas de un tubo pitot-estático. Por supuesto, que esto se puede deducir si se conocen los efectos de cada uno de los componentes. De los resultados para los tubos

estándar (fig. 2.29), resultará claro que si la dirección del flujo es incierta entre 25° ó 30° , se escoge la nariz hemisférica; el máximo error en que podría incurrir por el desalineamiento dentro del rango angular puede ser menos del 5% de la presión dinámica, ó cerca del 2% de V , y los errores con los otros tipos puede ser 10 ó 15 % de la presión dinámica a 25° y más a 30° . Por otro lado, si la dirección del flujo es conocido dentro de 15° , la nariz elipsoidal es superior a las otras.

CAPITULO III

DISEÑO.

3.1 DISEÑO DEL DUCTO DE PRUEBA.

Para diseñar sistemas de ductos convencionales se deben tomar en consideración varios factores como:

Velocidad del aire,

Presión,

Espacio disponible y aspecto decorativo,

Factores económicos,

Ganancias o pérdidas de calor,

Relación entre dimensiones del conducto,

Clase de acoplamientos, etc.

3.1.1 VELOCIDAD DEL AIRE.

Este factor clasifica los sistemas de transmisión de aire a nivel industrial en base a la velocidad de circulación del fluido; en la forma siguiente:

a) *Sistemas de baja velocidad, hasta 12 m/s*

b) *Sistemas de alta velocidad, de 12 m/s hasta 15 m/s*

Precisando de esta forma, el rango de valores para el diseño del ducto.

3.1.2 PRESION.

Esta magnitud agrupa los sistemas de acondicionamiento de aire en tres tipos:

a) *Sistemas de baja presión, hasta 90 mm c.a.*

b) *Sistemas de media presión de 90 a 180 mm c.a.*

c) *Sistemas de alta presión de 180 a 300 mm c.a.*

Al igual que el apartado anterior, ubica al constructor en el rango de trabajo en que se encuentra, para iniciar el diseño.

3.1.3 ESPACIO DISPONIBLE Y ASPECTO DECORATIVO.

En los locales industriales este aspecto es secundario; lo que se desea del sistema es que sea funcional. En nuestro medio, el tipo de construcción que predomina es la forma rectangular a baja velocidad, ya que resulta más práctico.

Pero aunque resulte secundario existen características que deben ser tomadas en cuenta como son:

- evitar al máximo las reducciones en la sección para mantener un aspecto exterior agradable,*
- si se deben hacer uniones, realizarlas por el interior del ducto.*

Estas dos consideraciones, deben atenderse cuando el ducto es visible.

3.1.4 FACTORES ECONOMICOS.

3.1.4.1 Ganancia ó pérdida de calor.

Ambos factores, en la construcción de ductos pueden ser considerados. El calor se transmite de fuera a dentro cuando se está refrigerando un local y de dentro a fuera cuando se

impulsa aire caliente a través del conducto.

Para un mejor entendimiento de los factores que se interrelacionan en el proyecto de ductos se presentan las siguientes reglas⁽¹⁾:

1) Cuando la relación entre el lado mayor y menor de la sección del ducto es grande, se tiene mas ganancia de calor que cuando es pequeña, para un mismo caudal de aire. El gráfico 31 nos explica la relación,

2) Los ductos que transportan pequeñas cantidades de aire a baja velocidad tienen mayores ganancias de calor,

3) El aislamiento de los ductos disminuye estas ganancias.

(1) Dadas por Carrier International Limited 1974, segunda impresión.

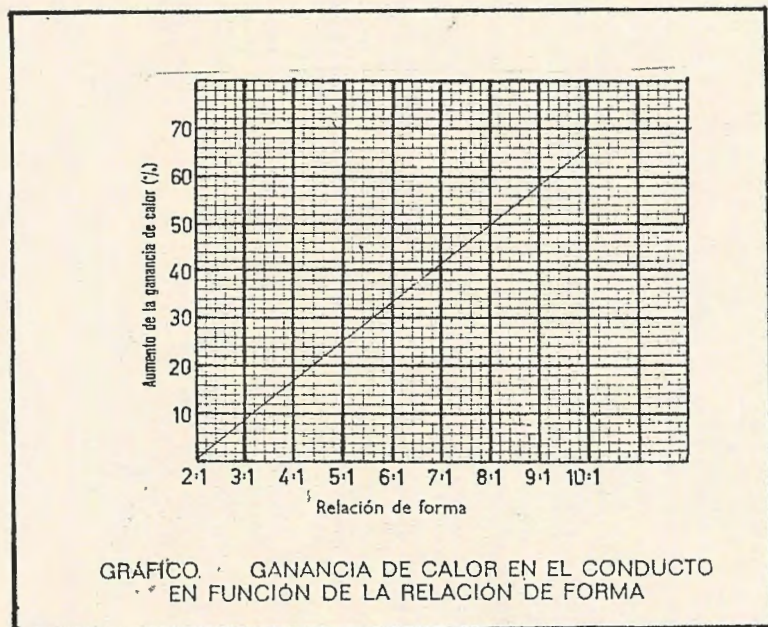


Gráfico 3.1

Como norma general, es idóneo proyectar ductos rectangulares con pequeña relación entre sus dimensiones y grandes velocidades de aire para evitar las ganancias de calor.

3.1.4.2 Relación de forma.

Relación de forma; es la relación que existe entre la dimensión mayor y menor de la sección de un ducto

rectangular. Es un factor importante a tener en cuenta en el diseño inicial del proyecto.

El costo de la instalación va en aumento de acuerdo al incremento de la relación de forma, es decir, si ésta aumenta, el costo de la instalación también aumentará.

Otro factor que representa numéricamente el precio de la instalación es la clase del conducto. Existen seis clases de conductos desde la clase 1 a la 6, el costo de la instalación va en aumento de acuerdo a la clase del conducto. La clase del conducto depende de la dimensión mayor y del semipérimetro tal como lo indica la tabla 3.1

(2)

Clase del conducto	Dimensión mayor (cm)	Semiperímetro (cm)
1	15-45	25-60
2	30-60	60-120
3	65-100	80-120
4	60-225	120-240
5	120-230	240-450
6	230-370	240-610

Tabla 3.1 Clase de conducto

El gráfico 3.2 muestra la influencia que tiene relación de forma en el aumento del costo de la instalación.

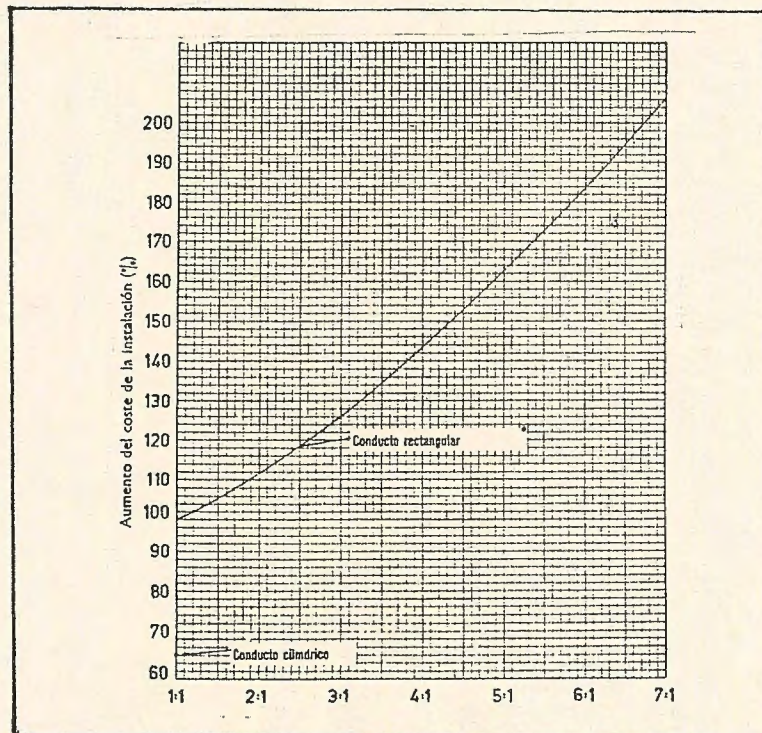


Gráfico 3.2 Relación de forma vs. costo

La curva se basa en pruebas para 30m de conducto rectangular y circular para distintas relaciones de forma, pero igual capacidad de transporte de fluido.

3.1.5 CLASES DE ACOPLAMIENTOS.

Este factor tiene que ver con el tiempo de fabricación que requiere un tipo de acoplamiento con respecto al otro. Existen dos tipos de acoples (figs. 3.1 a y b).






CLASE A-ACCESORIOS SIN GUÍA	
Cualquier accesorio con dimensiones constantes de sección recta	
Cualquier accesorio con radio variable y anchura constante	
Accesorios con caras rectas y costuras	
CLASE B-TODOS LOS ACCESORIOS CON GUÍA	
Cualquier accesorio de radios concéntricos y anchura variable	
Cualquier accesorio con radios excéntricos y anchura variable	

Fig. 3.1 Clases de acoplamientos

El más recomendable es el a; ya que el b requiere un período de fabricación 2.5 veces mayor que a.

3.1.6 CALCULO DE DUCTOS.

Para diseñar ductos de alta velocidad existen varios métodos. En el presente proyecto se desarrollan dos de ellos.

3.1.6.1 Método de recuperación estática.

Se usa para sistemas de distribución de aire con derivaciones. La velocidad del aire se reduce en cada derivación y en las bocas de impulsión. Esta reducción de velocidad causa un aumento de presión estática que compensa la pérdida de carga en la siguiente sección del ducto.

La velocidad inicial en el conducto principal depende del tiempo de funcionamiento en horas del sistema. La tabla 3.2 que detalla las velocidades iniciales para dimensionar los diferentes tramos del ducto.

Este método es bastante práctico ya que se utilizan dos gráficos que facilitan el cálculo.

El gráfico 3.3 se utiliza para el cálculo de ramales con capacidad de hasta 10000 m³/h. El gráfico 3.4 se usa para dimensionar ductos principales con capacidades entre 0.5 y 20 m³/s.

Tabla 3.2

VELOCIDADES INICIALES RECOMENDADAS PARA SER

UTILIZADAS EN EL DISEÑO EN BASE A HRS DE FUNCIONAMIENTO

<i>CONDUCTO PRINCIPAL</i>	
<i>12 hrs de funcionamiento</i>	<i>15 - 20</i>
<i>24 hrs de funcionamiento</i>	<i>10 - 18</i>
<i>RAMALES</i>	
<i>T cónica de 90</i>	<i>20 - 25.5</i>
<i>T 90</i>	<i>18 - 20</i>
<i>DERIVACIONES A LAS BOCAS</i>	<i>10 como máxima</i>
<i>Se define un ramal como una derivación que tenga 4 ó mas salidas hacia bocas de impulsión.</i>	

Para aclarar el uso de los gráficos 3.3, 3.4 y tabla 3.3 se presenta el ejemplo siguiente:

Local para 12 hrs de funcionamiento

5 ramas de 0.5 m³/s

caudal total de aire 5 m³/s

GRÁFICO RECUPERACIÓN ESTÁTICA EN RAMALES DE ALTA VELOCIDAD

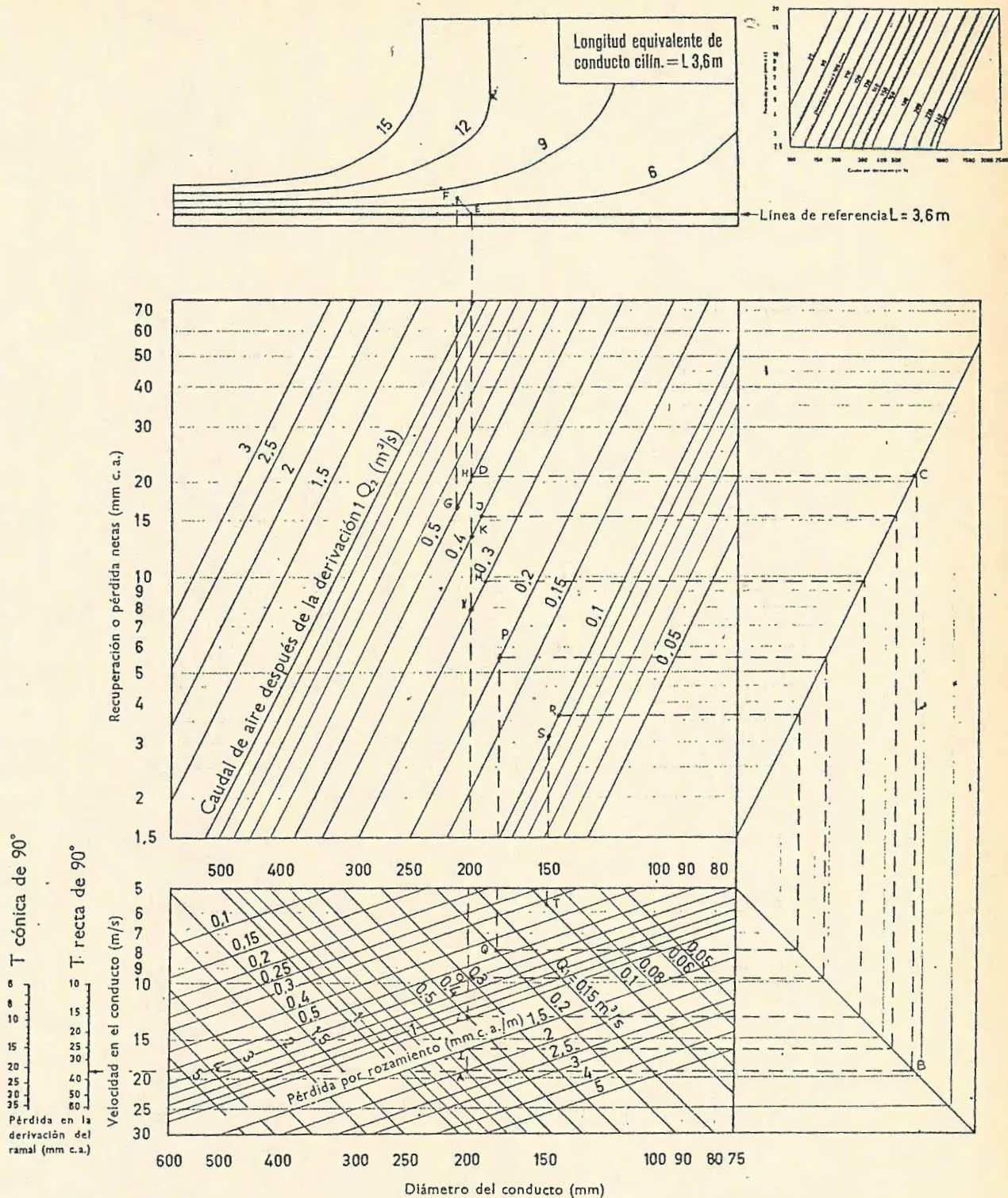


Gráfico 3.3

GRÁFICO GANANCIA ESTÁTICA EN COLECTOR DE ALTA VELOCIDAD

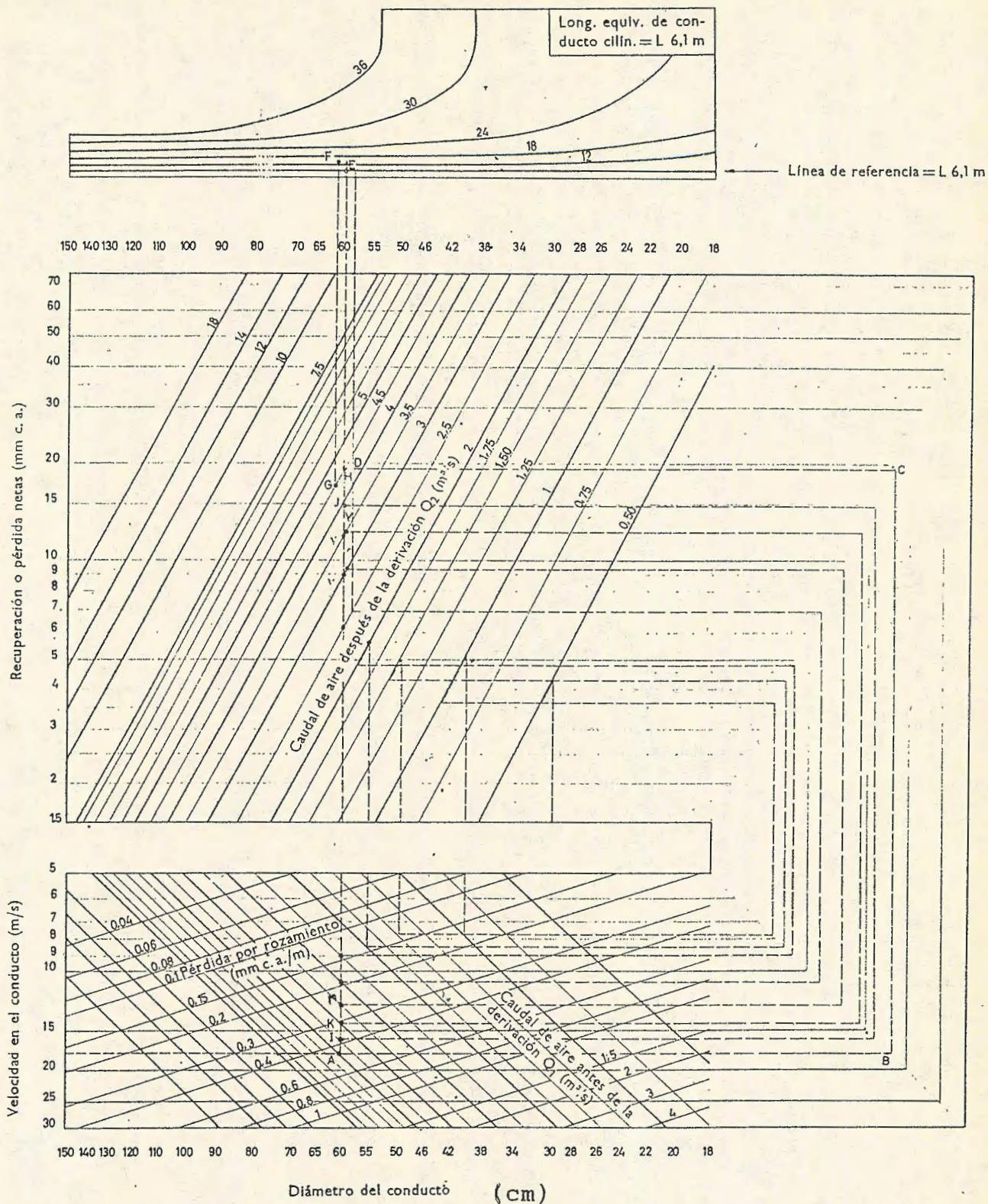
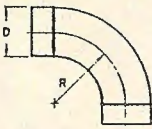
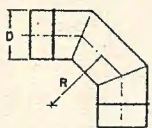
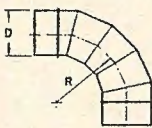
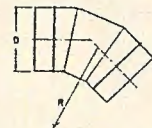
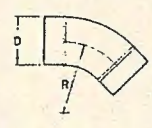
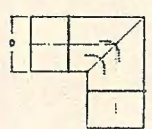
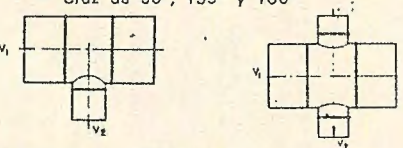
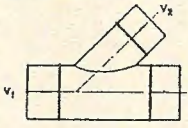
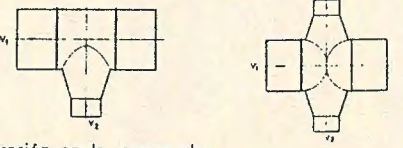
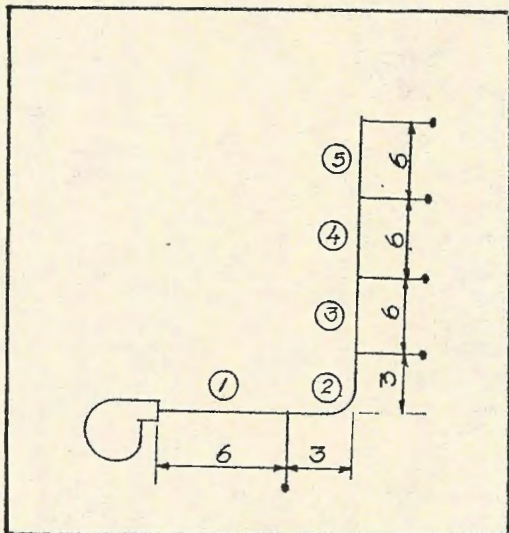


Grafico 3.4

Tabla 3.3

ROZAMIENTO EN LOS ELEMENTOS DE UN SISTEMA DE CONDUCTOS CILÍNDRICOS

ELEMENTO	CONDICIÓN	RELACIÓN L/D *
Codo liso de 90° 	R/D = 1,5	9
Codo de 90° de 3 piezas 	R/D = 1,5	24
Codo de 90° de 5 piezas 	R/D = 1,5	12
Codo de 45° de 3 piezas 	R/D = 1,5	6
Codo de 45° liso 	R/D = 1,5	4,5
Codo recto de 90° 	Con guías Sin guías	22 65
ELEMENTO	CONDICIÓN	VALOR DE n **
T de 90° *** Cruz de 90°, 135° y 180°  <p>Pérdida de presión en la rama = nhv_2</p>	$\frac{V_2}{V_1} = \begin{cases} 0,2 \\ 0,5 \\ 1,0 \\ 5,0 \end{cases}$	1,21 0,60 0,53 0,48
T de 45° ***  <p>Pérdida de presión en la rama = nhv_2</p>	$\frac{V_2}{V_1} = \begin{cases} 0,8 \\ 1,0 \\ 2,0 \\ 3,0 \end{cases}$	0,03 0,13 0,36 0,44
T cónica de 90° y cruz cónica de 180°  <p>Pérdida de presión en la rama = nhv_2</p>	$\frac{V_2}{V_1} = \begin{cases} 0,5 \\ 1,0 \\ 2,0 \\ 5,0 \end{cases}$	0,06 0,15 0,30 0,36



Material requerido:

Lámina galvanizada

Procedimiento:

- 1) Se entra al gráfico 3.4 con la velocidad recomendable para 12 hrs de funcionamiento

$$V = ((15+20)/2) = 17.5 \text{ m}^3/\text{s}$$

- 2) Determinar la intersección con la recta de $5 \text{ m}^3/\text{s}$; punto A. Luego, tirando una vertical hacia abajo se obtiene un diámetro de 60 cm para el ducto y 0.45 mm c.a. por cada metro lineal de conducto equivalente, 17.5 m/s de velocidad (numeral anterior).

3) Calcular la longitud equivalente para la primera sección y su pérdida de carga.

$$\text{longitud equivalente} = 6\text{m}$$

$$\text{pérdida de carga} = (6)(0.45) = 2.70 \text{ mm c.a.}$$

4) Para dimensionar la segunda sección se procede así:
Partir del punto A, ubicar el punto D siguiendo las líneas guías puntos B y C) sobre la recta que corresponde a $4.5 \text{ m}^3/\text{s}$.

5) Determinar la longitud equivalente para la sección 2, conducto recto = 6m

$$\text{codo liso } 90^\circ \text{ de 5 piezas } L/D = 12$$

$$L = 12 \cdot D$$

$$L = (12)(0.6)$$

$$L = 7.2 \text{ m}$$

(tabla de rozamiento en los elementos de un sistema de conductos)

$$L_{eq} = 6 + 7.2 = 13.2 \text{ m}$$

6) Para determinar la pérdida de carga en la sección 2 procedemos así: proyectar verticalmente hacia arriba el punto D, hasta encontrar en la línea de referencia el punto E. Seguir las líneas guías hasta ubicar el punto F que corresponde a 13.2 m de longitud. Proyectar este punto hacia abajo hasta encontrar la línea de $4.5 \text{ m}^3/\text{s}$ y sobre la misma línea ubicar el punto H.

para G, pérdida = 16.76 mm c.a.

para H, pérdida = 18.79 mm c.a.

$$\begin{aligned} \text{pérdida} &= 18.79 - 16.76 \\ &= 2.03 \text{ mm c.a.} \end{aligned}$$

7) Determinar el tamaño del conducto 3

Se debe mover el punto H sobre la línea de 60cm hasta encontrar el punto I en la línea de $4.5 \text{ m}^3/\text{s}$.

Apoyándose en las líneas guías del lado derecho del gráfico 3.4 ubicar el punto J en la recta de $4 \text{ m}^3/\text{s}$.

8) Determinar el tamaño del ducto 4.

Se debe mover el punto J sobre la línea de 60 cm hasta encontrar el punto K en la línea de $4\text{m}^3/\text{s}$. Apoyándose en las líneas guías del lado derecho del gráfico 3.4, ubicar el punto en la línea de $3.5\text{m}^3/\text{s}$. Subir éste punto hasta la línea de referencia y prolongar hasta E y descender por la línea de 60 cm hasta ubicar el punto M. Prolongar el punto I y M hasta el extremo izquierdo para encontrar la recuperación estática neta.

9) Determinar el tamaño del ducto 5

Se debe mover el punto M por la línea de 60cm hasta el punto N en las líneas de $3.5\text{m}^3/\text{s}$. Apoyándose en las líneas guías del lado derecho del gráfico 3.4 ubicar el punto O en la línea de $3\text{m}^3/\text{s}$. Subir el punto O hasta la línea de referencia y prolongar hasta I luego descender hasta P. Con O y P encontrar la pérdida neta en mm c.a.

10) Los resultados se anotan en la tabla 3.4

Sección	Caudal m ³ /h	L _e eq. m	Lectura presión		veloc. m/s
			inicial	selecc.	
1	18,000	6			17.5
2	16,200	13.2	16.76	18.79	15.9
3	14,400	6	14.73	14.73	13.8
4	12,600	6	12.19	11.68	12.3
5	10,800	6	9.39	8.89	10.6

La variación de presión estática es:

por sección;

1	2,7 mm ca	2	2.03 mm ca	3	0.00 mm ca
4	0.51 mm ca	5	0.5 mm ca		

El diámetro interior es de 60 cm para todos los tramos .

Tabla 3,4 Resultados

3.1.6.2 Método para construcción de ductos convencionales circulares según Smacna Hvac.

Este método está contemplado en el manual de Diseño de Sistemas de ductos editado por Smacna Hvac (por sus siglas en inglés Sheet metal and air conditioning contractors national association), y detalla que los ductos circulares pueden ser construidos en base a las tablas 3.5 y 3.6

Este método se utiliza cuando ya se tiene el ventilador y por consiguiente el diámetro que se necesita para el ducto. Proporciona también de forma directa el calibre de lámina que se tiene que utilizar. Para la longitud del ducto se toma como base la longitud del local a acondicionar y para los tramos curvos, con la longitud equi valente obtenida como en el numeral 5 del ejemplo anterior.

**TABLE 3.5
ROUND DUCT GAUGE SELECTION
GALVANIZED STEEL**

Duct Diameter in Inches	Maximum 2" w.g. Static Positive		Maximum 10" w.g. Static Positive		Maximum 2" w.g. Static Negative	
	Spiral Seam Gauge	Longitudinal Seam Gauge	Spiral Seam Gauge	Longitudinal Seam Gauge	Spiral Seam Gauge	Longitudinal Seam Gauge
3 thru 8	28	28	26	24	28	24
9 thru 14	28	26	26	24	26	24
15 thru 26	26	24	24	22	24	22
27 thru 36	24	22	22	20	22	20
37 thru 50	22	20	20	20	20	18
51 thru 60	20	18	18	18	18	16
61 thru 84	18	16	18	16	16	14

**TABLE 3.6
ALUMINUM ROUND DUCT GAUGE SCHEDULE**

Duct Diameter in Inches	Maximum 2" w.g. Static Positive		Maximum 2" w.g. Static Negative	
	Spiral Seam Gauge	Longitudinal Seam Gauge	Spiral Seam Gauge	Longitudinal Seam Gauge
3 thru 8	.025"	.032"	.025"	.040"
9 thru 14	.025"	.032"	.032"	.040"
15 thru 26	.032"	.040"	.040"	.050"
27 thru 36	.040"	.050"	.050"	.063"
37 thru 50	.050"	.063"	.063"	.071"
51 thru 60	.063"	.071"	N.A.	.090"
61 thru 84	N.A.	.090"	N.A.	N.A.

NOTES:

Construction of aluminum duct and fittings shall otherwise correspond in the same relationship as for steel ducts.

Sheet material shall be alloy 3003-H14 unless otherwise specified. Aluminum fasteners shall be used. Structural members (if used) shall be alloy 6061-T₆ or galvanized steel as related in Table 1-16 on Page 1-32 (for rectangular duct). Hangers in contact with the duct shall be galvanized steel or aluminum.

N.A. means not readily available or not assigned.

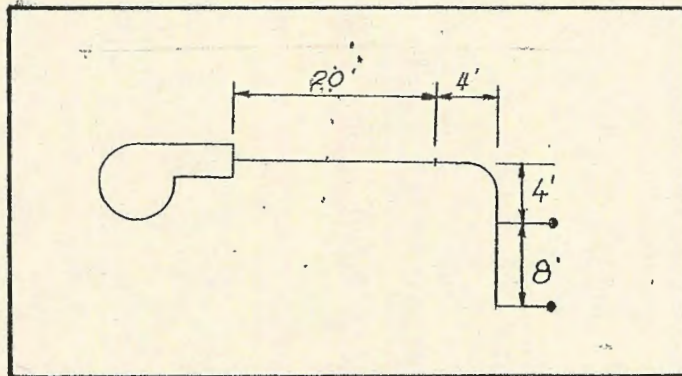
Para aclarar éste método se presenta el ejemplo siguiente:

Diámetro ventilador: 54 pul

Longitud lado recto: 20 pies

Pérdida máxima: 2 pul de c.a.

Material requerido: lámina galvanizada



En base al tipo de ventilador, con diámetro en la boca circular de descarga de 54 pulg se entra a la tabla 3.5, para lámina galvanizada en el rango de 51 a 60 pul. Y para una caída máxima de 2 pul y longitudinal Seam gauge se obtiene un calibre de lámina número 18.

Cálculo de la longitud

a) para el lado recto se tiene una longitud de 20 pies

b) para la sección 2 se tiene:

lados rectos = 4+4 = 8 pies

codo liso 90° = .L/D = 12

5 piezas L = 12D

$$L = (12)(54)$$

$$L = 54 \text{ pies}$$

$$L_{eq} = 54 + 8$$

$$L_{eq} = 62 \text{ pies}$$

c) para la sección 3:

$$L = 8 \text{ pies}$$

d) resultados

calibre de lámina: lámina galvanizada número 18

dimensiones: longitud sección 1 = 20 pies

longitud sección 2 = 62 pies

longitud sección 3 = 8 pies

diámetro para 3 secciones = 54 pul

3.1.7 CALCULO DEL DUCTO DE PRUEBA.

Para diseñar el ducto de prueba se utiliza el segundo método, debido a los parámetros iniciales de cálculo que se tienen.

Se tiene el diámetro del ventilador, lo que normaliza la dimensión del ducto. La longitud del ducto debe tener como mínimo 10 veces el diámetro del ventilador. Esta longitud es obtenida en base a la teoría de sondeo de la vena de fluido. Otro factor son las caídas de presión.

En nuestro medio, los sistemas de acondicionamiento de aire se diseñan en base a 2 y 4 pul de caída como máximo.

A continuación se presentan los cálculos para el ducto:

1) Diámetro del ventilador:

Tomando el perímetro del ventilador se tiene:

$$P = 41 \text{ pul}$$

$$P = (3.14)(D)$$

$$D = P/3.14$$

$$D = 13.05 \text{ pul}$$

$$D = 0.33 \text{ m}$$

2) Longitud del ducto:

Tomando la relación

$$L > 10D$$

$$L > 10 \times 0.33$$

$$L > 3.32 \text{ m}$$

Esta dimensión obtenida es la mínima que el ducto debe tener.

3) Calibre de lámina.

De acuerdo a las tablas 3.5 y 3.6 puede construirse el ducto con aluminio o acero galvanizado. Por consideraciones económicas se opta por acero galvanizado, además que por resultados prácticos se

proyecta un diseño seguro al usarlo. Entrando con el dato de 13.051 pul a la tabla 3.5 para lámina galvanizada y con una caída de 2 pul y longitudinal seam gauge se obtiene un calibre de lámina 26.

Las características del material se presentan a continuación:

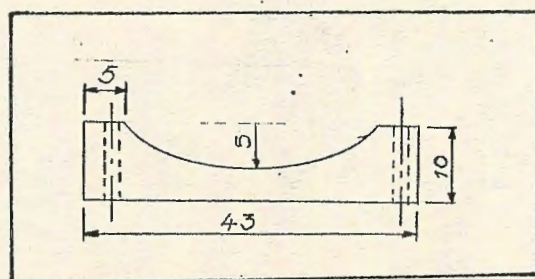
<i>Lámina galvanizada</i>	<i>Peso según calibre</i>			<i>Espesor</i>	<i>Espesor</i>
	<i>oz/p²</i>	<i>lb/plg²</i>	<i>lb/p²</i>	<i>pul</i>	<i>mm</i>
<i>calibre Número 26</i>	<i>14.5</i>	<i>0.906</i>	<i>0.006</i>	<i>0.021</i>	<i>0.55</i>

3.2 DISEÑO DE LOS SOSTENEDORES Y CINCHOS DE SUJECCION.

3.2.1 DISEÑO DE SOSTENEDORES.

Estos accesorios han sido diseñados en base al UNISTRUT ENGINEERING CATALOG con la finalidad de que sirvan como base soporte al ducto y evitar vibraciones grandes en los ensayos; así como también para que los ejes de simetría del ducto coincidan con los del ventilador, logrando así que queden correctamente alineados. Las dimensiones están normalizadas, pero el diseño original de catálogo ha sido necesario redimensionarlo para ajustarlo a las necesidades.

Las dimensiones de los sostenedores se presentan en la figura 3.2



cotas en cm.

Fig. 3.2 Sostenedores

Los sostenedores se han distribuido simétricamente a lo largo del banco. La separación entre los accesorios es de 23, 33.5, 35.25, 37.5, y 32 pulgs respectivamente, para que la costura (nervios) del ducto no coincida con el sostenedor.

3.2.2 DISEÑO DE CINCHOS DE SUJECCION.

Su función es fijar el ducto al banco para proporcionar seguridad en la prueba. Se han construido de platina de acero AISI 1020 de $1 \times 1/8$ pul. Y están sujetos a los sostenedores de madera, con pernos de $3/8 \times 5$ pul rosca ordinaria. Las dimensiones se muestran en la figura 3.3

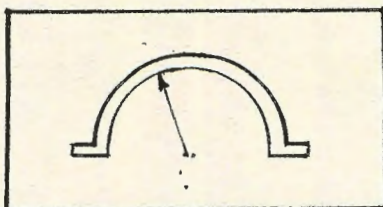


Fig. 3.3 Cinchos de sujeción

El número de cinchos a utilizar son cinco.

Para la sujeción de los cinchos se hace necesario utilizar elementos de unión como pernos, y estos son de rosca media de $5/16 \times 5$ pul. Haciendo un total de 4 pernos por cincho.

3.2.3 ESCOGITACION DE RODOS.

Para la fácil transportación del equipo se decidió pensar en un sistema sencillo que cumpliera tal objetivo, y por ello se decidió por un sistema de rodos.

El diámetro de tales rodos es de 85mm. La dimensión ha sido establecida en base a un criterio práctico. En otras

palabras esta decisión fué tomada en base a las dimensiones del banco, su altura, su longitud, su estetica, etc.

3.3 PROCESO DE FABRICACION DE LOS TUBOS DE PITOT.

El diseño de los tubos de pitot, ha sido modificado con el objetivo de probar otros métodos de construcción con diferentes materiales, que no sean de vidrio. Para tal efecto se seleccionó un material que al ser maquinado cumpla con una rugosidad superficial lo más pequeña posible. Este material es el bronce aleado con estaño, o bronce fosfórico.

El bronce es de las aleaciones más comunes y contienen apróximadamente el 5, 8 y 10 % de estaño, lo cual mejora las cualidades de maquinado y acabado. Sus características se presentan en la tabla 3.7

Módulo de elasticidad	Carga a la rotura	Lí mite de elasticidad	Carga de seguridad admisible
$E=9800\text{kg/mm}^2$	$\sigma_r=35\text{kg/mm}^2$ tracción	$\sigma_b=13.5$ tracción	$\sigma_{ad}=7$ maquinaria
	$\sigma_r=35\text{kg/mm}^2$ compresión		$\sigma_{ad}=7$ construcción

Tabla 3.7 Características del bronce

Para facilitar el diseño y construcción de los tubos de pitot, se ha diseñado otro tipo, ya no el tubo de pitot convencional, que son dos tubos concéntricos para medir las presiones estáticas y dinámicas.

La modificación consiste en dos tubos de bronce independiente uno del otro, para medir la presión estática uno y la presión dinámica el otro.

El diseño de los tubos de pitot no ha variado en nada con respecto al tubo de pitot normalizado, lo único que ha variado es el material de que están hechos. Y una modificación importante es que el doblés que llevan es a

90°. Esta unión se ejecuta realizando cortes a 45° en dos piezas (el tubo de pitot y un cilindro), y luego uniéndolos con soldadura autógena, empleando como material de aporte una varilla de plata. Este material de aporte fue escogido por su propiedad para sellar estancamente las uniones de los tubos; evitando de ésta manera fugas de aire que afecten las lecturas de presión en los manómetros de columna.

El proceso de fabricación es el siguiente:

-Tubos de Pitot para presión dinámica:

1. Se preparan dos piezas de bronce fosfórico con un diámetro de 12.7 mm y con una longitud de 14.2cm : una pieza y la otra con una longitud de 11.1 cm.

2. Luego estas piezas son torneadas en una máquina herramienta, empleando 500 rpm para ello.

3. Para lograr la conclicidad se hace girar el carro superior del torno un ángulo de 3°, hasta conseguir el diámetro en la

punta de la pieza de 4.5mm

4. Con una broca de 4mm se realiza una perforación pasante en toda la pieza de 11.1cm, logrando un espesor de 0.25 centésimas de mm en la punta de la misma.

5. El acabado se ejecuta a 1000rpm, para obtener el pólido de espejo.

6. Los cortes en los tubos para disponerlos en soldadura, son realizados a 45° en una fresadora universal.

7. La unión de las dos piezas es efectuada con soldadura autógena empleando como material de aporte; plata, y una llama carburante. Debido al bajo punto de fusión del bronce se emplea una presión de trabajo para el acetileno de 5 psi y para el oxígeno de 15 psi.

-Tubo de Pitot para presión estática:

1. Se efectúan los pasos del 1 hasta el 7, del caso

anterior.

2. Se realiza un agujero ciego de 4mm en la segunda pieza y con una profundidad de 76mm.

3. Se realizan siete agujeros de 2mm de diámetro a partir de 12.7mm del final del agujero ciego de 4mm.

3.4 DISEÑO Y SELECCION DEL MOTOR ACCIONADOR.

INSTALACION DE FUERZA Y CONTROL.

Para el funcionamiento del ventilador se necesita de un elemento accionador. Para éste propósito se utiliza un motor eléctrico. Las condiciones generales para seleccionar el motor eléctrico son las siguientes:

1) El ventilador debe arrancar con suavidad y sin producir ruido.

2) Tamaño del sistema de ventilación. Esta condición divide a los sistemas en pequeños y grandes. Para los sistemas

pequeños se utilizan motores monofásicos y para los grandes motores jaula de ardilla.

El usar motores monofásicos en los sistemas grandes no causaría mayores alteraciones en el funcionamiento del mismo. Los parámetros que se ven afectados son la velocidad y el caudal. El caudal se reduce hasta un máximo de 4% y la presión en un 8%.

La selección dependerá en si de la situación particular que se le presente al diseñador. La mejor opción es adaptar el diseño a lo que se presenta en plaza, caso contrario deberá el proyectista con las condiciones planteadas (1ª y 2ª) seleccionar el motor que proporcione la potencia que el sistema demanda.

Para el proyecto desarrollado, se ubica al sistema como tipo pequeño; dado que está diseñado para fines didácticos. Conocida ésta condición se utilizará un motor monofásico como elemento accionador.

La instalación eléctrica para controlar el motor eléctrico se presenta en el siguiente esquema:

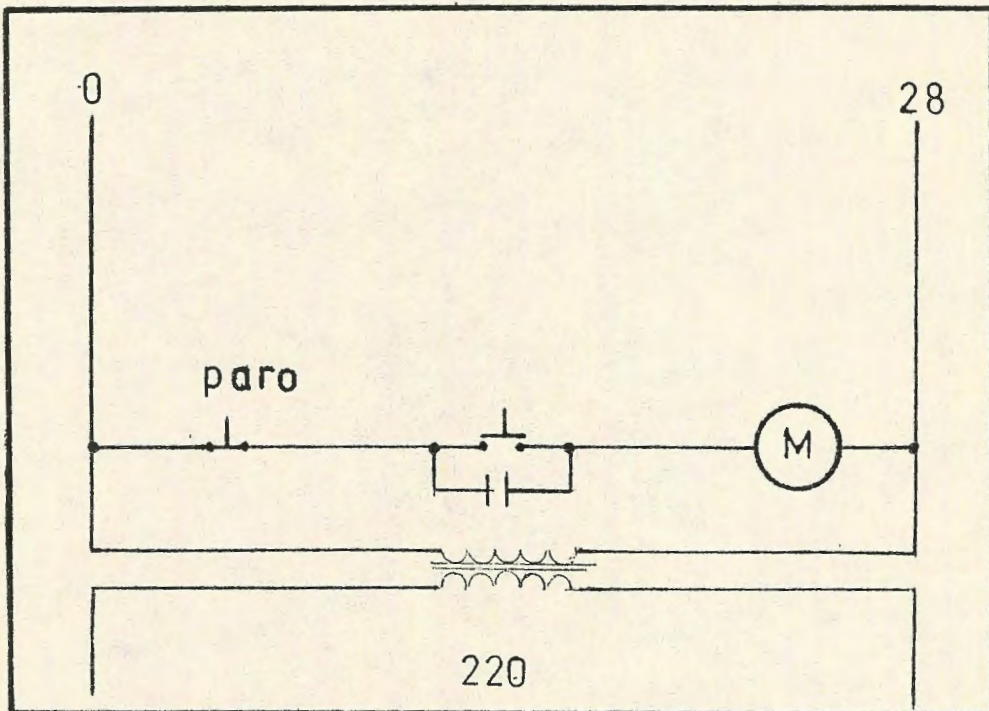


Fig. 3.4 'a) Circuito de control

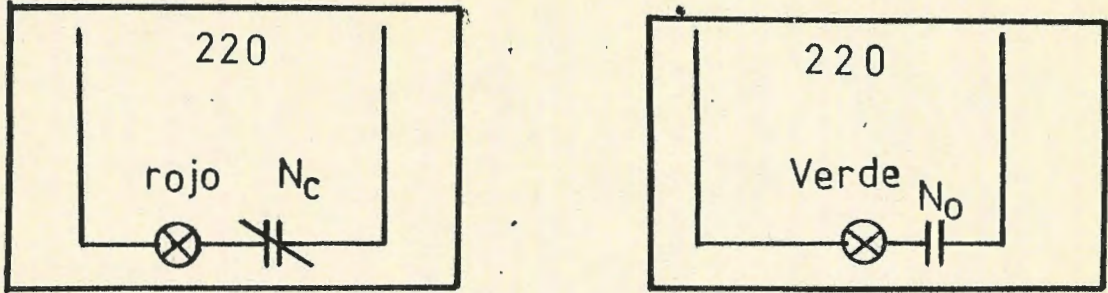


Fig. 3.4 b) Circuito de señalización

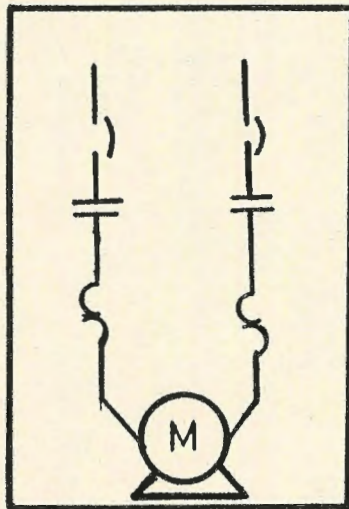


Fig. 3.4 c) Circuito de fuerza

Para la selección de los componentes de la instalación del motor se parte de los datos de potencia que el mismo demanda.

Los datos de placa del motor son los siguientes:

Motor monofásico,
120 volt, 4.2 amp
3600 rpm
3/4 de hp
Black and Decker

La selección se hará en base a los dispositivos de control detallados en catálogos Siemens de equipo industrial.

Los datos son los siguientes:

potencia = 3/4 de hp

corriente = 4.2 amp

Para el contactor:

capacidad máxima = 7.5 de hp

600 volt y 25 amp

Guarda motor o relé térmico:

$V_{\text{máx}} = 660 \text{ volt}$

$I_{\text{máx}} = 44 \text{ amp}$

$I_{\text{adj}} = 2.5 - 4 \text{ amp}$

Sprechert schun Kta3-25

Botonera paro-arranque:

10 amp, 220/380/500 volt

Kloeckner-Moeller

Trasformador reductor:

Para sistema de control primario 220/380 volt
secundario 0/12/28 volt, 10 amp th100101

Breve ttato, thebe division.

Lámpara piloto:

$V_{\text{máx}} = 250 \text{ volt}$

Potencia = 2.5 watts

3sb1400-2a

Todos los dispositivos para 60 hz.

Alambre conductores AWG TW 14

600 volt, 15 A

3.5 DISEÑO DEL EQUIPO DE LECTURA DE PRESIONES.

Para obtener las lecturas, se parte de la teoría de manometría. Al tener colocados los tubos de Pitot dentro del ducto, se hace necesario transformar la energía cinética del aire a energía de presión. Con éste propósito, se realiza el acople de los tubos a las escalas de medición por columna de líquido. Dicho medidor, no es más que un manómetro de tubo de vidrio en U abierto a la atmósfera en uno de sus extremos, lleno en su interior de cualquier líquido manométrico como agua, alcohol o mercurio. La figura 3.5 siguiente muestra la forma en que está dispuesto el medidor:

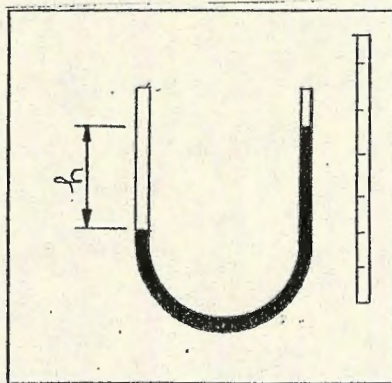


Fig. 3.5 Manómetro de tubo en U

Para la construcción del manómetro, se acoplará por partes. Los diferentes accesorios deben estar normalizados de acuerdo a las pruebas para ventiladores.

-Tubos de vidrio: para la selección de ellos se parte de la información del catálogo LEYBOLD HERAEUS para equipo de laboratorio. Las medidas son:

Diámetro externo = 10 mm

Diámetro interno = 7.6 mm

Longitud = 40 mm

-Mangueras: se usarán tubos de goma de diámetro interno de 10 mm espesor de pared de 2 mm. Estas mangueras ajustan perfectamente en el diámetro externo de los tubos de Pitot y de vidrio.

-Líquido manométrico: se usará agua y mercurio puro, para instrumentos de medida.

densidad del agua = 1 gr/cm³

densidad del mercurio = 13.6 gr/cm³

-Escala de lectura: se usará escala con divisiones en cm y mm de 0-50 cm ubicada a la par del tubo en U.

El equipo de lectura está acoplado como en la figura 3.6:

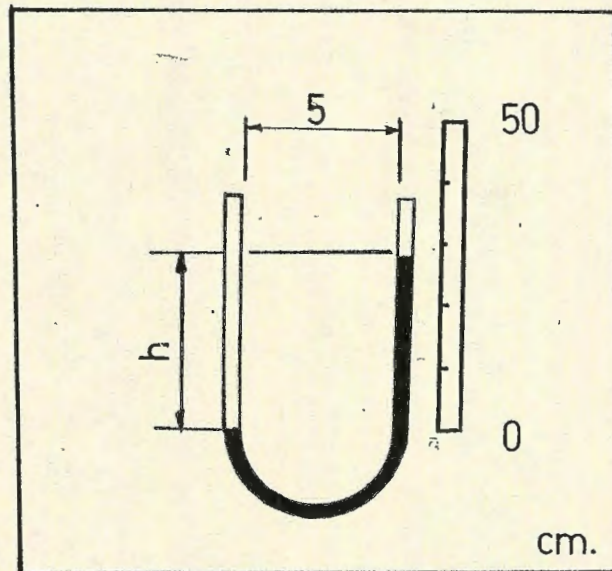


Fig. 3.6 Manómetro de tubo en U con escala lateral

La separación entre tubo y tubo puede ser arbitraria, lo que se debe buscar es que estén paralelos uno del otro. La

opción de colocar inclinado el tubo derecho se descarta, para evitar errores de paralaje por parte del ensayador.

Todos los dispositivos están seleccionados en base a calidad laboratorio y los requerimientos de AMCA standar 210 para prueba de ventiladores de ASHRAE.

3.6 DISEÑO DE LAS POLEAS Y LA FAJA.

En realidad la decisión de escoger determinadas poleas o determinada faja, corresponde a criterios prácticos o técnicos. En éste apartado solamente se presentará el camino que se tiene que seguir para el diseño matemático de dichos elementos.

Para el ventilador de flujo axial se encuentra en los catálogos de la SIEMENS que dicho ventilador ha de girar en un rango de 1000 a 2000 rpm. El caso del ventilador del equipo girará a aproximadamente 1500 rpm.

La velocidad a que gira el motor es estable y su valor es de

3600 rpm.

Otro dato conocido es el valor del diámetro de la polea doble del ventilador, que es de 4 pulg.

El dibujo se presenta en la figura 3.7:

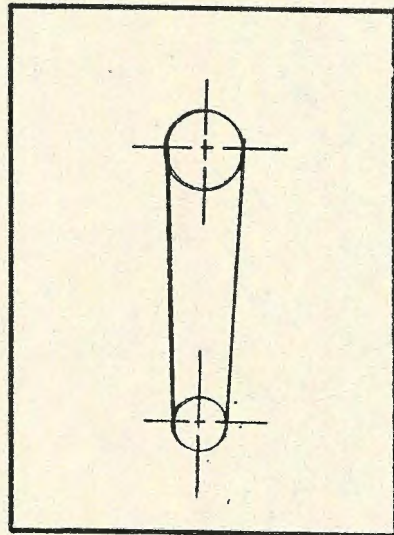


Fig. 3.7 Relación de transmisión

Cálculo:

$$d_2 = d_3 = 10 \text{ cm (4 pulg)}; n_1 = n_3 = 3600 \text{ rpm}$$

$$n_2 = n_4 = 1500 \text{ rpm}$$

i: relación de transmisión

$$i = n_1/n_3 = d_3/d_1$$

$$i = 3600/1500 = 2.4$$

$$d_1 = d_3/i = 10/2.4 = 4.2 \text{ cm}$$

$$d_1 = 2 \text{ pulg}$$

Con una polea de aproximadamente 2 pulg se logran mantener las velocidades conocidas, y esto lleva a la decisión de obtener una polea escalonada o doble que lleve en uno de sus diámetros el valor de 2 pulg.

En cuanto a la faja, el criterio técnico⁽¹⁾, establece que la distancia más óptima entre los centros de los ejes (del conductor y del conducido), es cuatro veces el valor del diámetro de la polea conductora.

(1) Manual del Ingeniero Mecánico, MARKS.

CAPITULO IV.

4.1 PROCESO DE FABRICACION DEL DUCTO.

El ducto fué construido en base a los datos de diseño obtenidos de acuerdo al ventilador que se acoplaría en uno de sus extremos. El ducto cuenta con una longitud de 3.32 m y un diámetro interno de 0.32 m.

La fabricación del ducto se realizó en lámina galvanizada, calibre 26, dividiéndolo en cuatro secciones para facilitar la construcción y el aprovechamiento del material. Se adquirieron dos pliegos de lámina galvanizada #26 de 1.90 m \times 0.95 m y 2.85 \times 1.90 m.

Las 3 primeras secciones se trabajaron con una longitud de 0.90 m cada una y la última con una longitud de 0.62 m totalizando, entre las cuatro secciones la suma de 3.32 m. que es la longitud total de diseño del ducto.

La primera operación que se ejecutó, fué la elaboración de un desarrollo para cada una de las secciones y trazar los

desarrollos en cada uno de los pliegos de la lámina, guardando el margen de dobléz para el engrapado con cada sección.

Después del trazado en la lámina se procedió al dobléz de cada lámina para el engrapado, llevando todas estas secciones en dobléz sencillo y uno doble. Luego de realizada ésta operación, se procedió a unir los dobleces, cubriendo el perímetro del ventilador dándole a la lámina la forma de tubo en una máquina de rodillos.

Los dobleces de 0.10 m, cada uno son llevados a cabo en la lámina antes de darle la forma de tubo. Y de ésta misma forma han sido construídas las otras tres secciones del ducto.

Luego se procedió a unir cada una de las secciones.

A la primera sección se le hicieron 2 dobleces de 0.10 m en cada uno de sus extremos, trabajando las secciones en forma circular; la segunda y la tercera sección llevan en cada uno

de sus extremos un dobléz sencillo y uno doble. Y la cuarta sección lleva un dobléz sencillo en el extremo en que es unido con la sección 3. Al final se le coloca un alambre galvanizado con el objeto de darle mayor rígidez al ducto. Luego se procede al engrapado de cada sección circular.

Después de la unión en "S" o engrapado de la lámina, los diseñadores optaron por darle mayor seguridad al ducto; debido a las pruebas a que va a estar sometido. La unión se realiza con una soldadura especial que proporcione rígidez, estanqueidad, con la intención de evitar fugas de aire. Esta soldadura es una soldadura blanda, llevada a cabo con estaño (60%) y plomo (40%), con un cautín especial por el bajo punto de fusión de la lámina.

En lámina galvanizada se fábrica el emparillado de impulsión de aire, cortando 24 secciones de 0.254 m y colocadas dentro de un cincho o aro de lámina galvanizada de 0.508 m.

La colocación de las secciones dentro del cincho, se hacen en primer lugar con las secciones de mayor longitud, formando ellas una cruz, para después ir distribuyendo las demás porciones hasta completar el enrejado.

La construcción del damper se hace sobre lámina negra de 3/32 pulg. con un diámetro igual al diámetro interno del ducto. Este damper es unido a una varilla lisa de 3/8 pulg. por medio de bridas, soldadas a ella. El final de ésta varilla se encuentra roscada para fijar la posición del damper.

A la entrada del ducto se le coloca un cincho construido de lámina negra de 3/64 pulg. remachado, con la intención de darle mayor agarre al acople entre el ducto y el ventilador.

4.2 MANUAL DE MANTENIMIENTO.

El equipo de laboratorio para prueba de ventiladores industriales, es una máquina compuesta por un ventilador y un ducto de prueba, en el que se encuentran colocados los tubos de pitot, un enrejado y una compuerta.

El equipo ha sido diseñado y construido con todos los elementos, y dispositivos necesarios para el fácil manejo y mantenimiento del mismo.

Este probador ó equipo de ensayo está compuesto por un motor

monofásico, que gira a 3600 r.p.m. y es alimentado con 110 v, dándole más versatilidad para el ensayo. El motor se encuentra unido a un ventilador por medio de una faja trapezoidal en "v".

El motor accionador es arrancado y detenido con botoneras (pulsadores), con la manipulación automática de un contactor, dispuestos ellos en un riel colocado en la parte superior del banco de prueba.

En la parte superior del ducto, se encuentra dispuestos unos tubos de vidrio, conteniendo en su interior líquido manométrico para determinar las lecturas de presión, por medio de una regla graduada colocada a un costado del tubo de vidrio. Los tubos de vidrio están dispuestos en paralelo, y se encuentran unidos por medio de mangueras plásticas, seleccionadas de acuerdo a la capacidad de adherencia que tiene el material de que estén hechas. Además hay otras mangueras unidas a los tubos de pitot, con la intención de transmitir la presión captada por dichos tubos, en el interior del ducto de prueba.

A la entrada del ducto está dispuesto un emparrillado impulsador de aire, que convierte al flujo de aire

turbulento en láminar. Este enrejado está colocado en el interior del ducto, a una distancia de 3 pulg. de la entrada, y está formado por una serie de láminas, colocadas a una distancia de 1 pulg. entre cada una de ellas.

A la salida del ducto ha sido colocado un damper o compuerta, del mismo diámetro interno del ducto, que es accionado por medio de un eje, el cual en uno de sus extremos se enrosca a una tuerca mariposa y a una aguja indicadora, que determina el grado de abertura del damper. Con el objeto de permitir diversas aberturas para obtener diferentes valores de caudal, presión y así construir la curva característica de los ventiladores industriales.

El ducto y el ventilador se encuentran descansando sobre 4 sostenedores de madera normalizados, que reducen la vibración del ducto de prueba.

Para dar mayor rigidez al ducto, va montado sobre él una serie cinchos contruidos de platina de acero de bajo carbono, sujetos a los sostenedores de madera con pernos.

El banco lleva rodos para su fácil transportación, y así moverlo de un lugar a otro.

El motor accionador descansa sobre un compartimiento, construido de ángulo (hierro dulce), y colocado a una distancia precisa con el ventilador.

Para el llenado del tubo en "U", se utiliza la altura de las presiones a medir. Se emplea mercurio seco, libre de impurezas. Se debe inclinar el tubo de vidrio hasta aproximadamente 45° ; para eliminar burbujas de aire aprisionadas; se golpea ligeramente el manómetro con la mano.

Para vaciar el manómetro lleno de mercurio, se inclina éste sobre un recipiente y se vierte el líquido en una botella con ayuda de un embudo. Si el tubo está sucio debido a la utilización prolongada de mercurio, se limpia dicho tubo con ácido nítrico al 20%. Para ello es preferible desmontar el instrumento del soporte.

Se lava a continuación con agua corriente y luego con agua destilada. Antes de llenarlo de nuevo con mercurio limpio se debe secar cuidadosamente con un pañuelo suave.

4.2.1 MANTENIMIENTO.

1. Revisar periódicamente el alineamiento de los tubos de pitot,
2. Verificar frecuentemente la tensión de la faja para evitar mayores pérdidas en la transmisión de la velocidad y la potencia,
3. Revisar constantemente los elementos de control del motor accionador,
4. Revisar los acoples del sistema, para evitar fugas de aire en las pruebas,
5. Colocar los elementos de protección de los tubos de pitot, para evitar la filtración de objetos extraños a su interior,
6. Verificar el estado del fluido manométrico que es vaciado en los tubos de vidrio,
7. Revisar frecuentemente la posición del damper, para mantener su correcta posición de acuerdo a el ensayo que se lleve a cabo,
8. Comprobar frecuentemente la estanqueidad del ducto.

4.3 ENSAYOS DE VENTILADORES.

Estas pruebas están regidas por la norma AMCA standar 210.

En ésta norma se encuentran los detalles del procedimiento y los accesorios utilizados en los ensayos de los diferentes tipos de ventiladores.

La fig. 4.1 muestra los puntos necesarios para construir la curva presión-caudal.

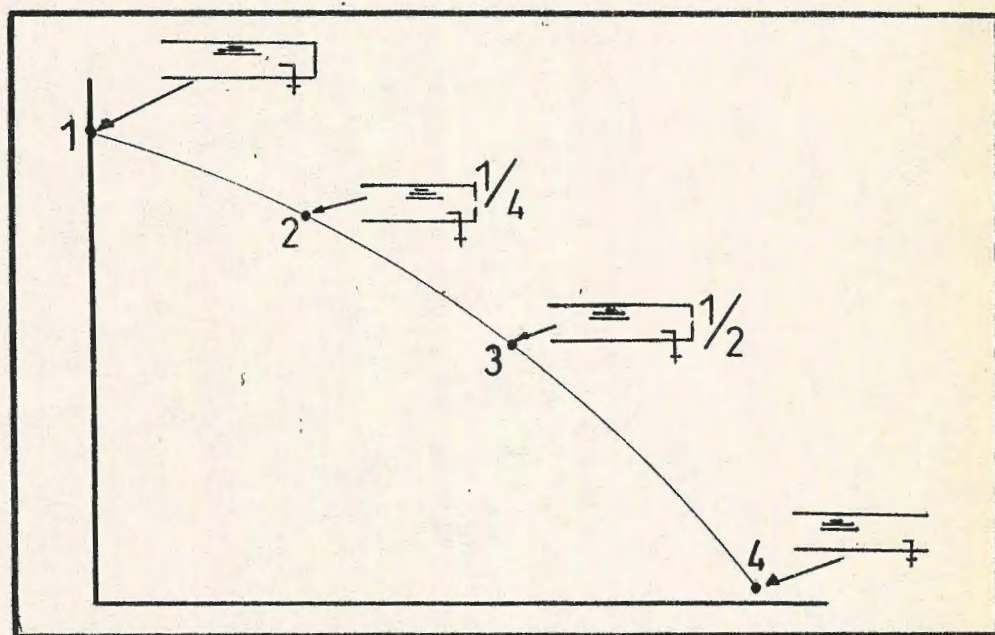


Fig. 4.1 Curva Presión-Caudal

Los puntos para construir son los siguientes:

1. Este punto es conocido como shutoff ó ducto completamente bloqueado. Como resultado, dará un punto en el eje de presión.

2. El punto 2 se obtiene restringiendo el flujo de aire hasta _____
3. El punto 3 se obtiene disminuyendo la restricción de flujo de aire hasta _____
4. El punto 4 es conocido como free delivery ó descarga libre. Se espera que coincida con el eje de caudal. Esto último no es posible obtenerlo, debido a las pérdidas por fricción que se dan en el ducto.

En resumen, la prueba consiste en hacer girar el ventilador a velocidad constante, disponiendo los tubos de pitot en el ducto para obtener las lecturas de presión respectivas. Llevar el ventilador desde una descarga completamente restringida hasta la descarga libre. Entre estos dos puntos límites, hacer restricciones parciales de descarga de aire para simular varias condiciones en el sistema-ventilador.

4.4 GUIAS DE PRACTICAS DE LABORATORIO.

Objetivo general:

Determinar la curva característica (presión-caudal), de un ventilador industrial.

Objetivos específicos:

1. Determinar la presión total; con ayuda de los manómetros de tubo en U midiendo las presiones parciales indicados (presión estática y dinámica).
2. Determinar la eficiencia mecánica del ventilador a partir de la potencia de entrada al ventilador.
3. Determinar el caudal de aire que maneja el ventilador.

Introducción

Los ventiladores son máquinas empleadas para hacer circular aire o gases a través de sistemas de ductos cerrados. Entre los más utilizados se tienen:

a) ventiladores de baja presión.

Estos trabajan hasta una presión efectiva de 260 mm H₂O.

b) ventiladores de media presión.

El rango de trabajo es hasta una presión de 800 mm H₂O.

c) ventiladores de alta presión.

El rango de trabajo para estos últimos es de 800-1500 mm H₂O.

Además de la clasificación anterior, estos se clasifican

también por la forma en que están contruidos. En base a la forma de construcción pueden ser:

- 1- Ventiladores centrífugos,
- 2- Ventiladores axiales,
- 3- Ventiladores radiales.

* Ventiladores centrífugos, son los más utilizados para altas presiones y bajos caudales. Su rendimiento oscila entre el 60 y el 70 %.

* Ventiladores axiales, son utilizados en sistemas de baja presión y grandes caudales. Su rendimiento es del 90%.

* Ventiladores radiales, se utilizan en sistemas de media presión, su rendimiento es del 20%.

La presión estática es el aumento de presión producido en el aire por el ventilador. La presión dinámica es producida por la corriente de aire, que sale del ventilador. Está relacionada con el cambio neto de velocidad del fluido que circula por el ducto.

Si el ventilador descarga directamente a un espacio libre y abierto, se considera la presión estática igual a cero.

La presión total, no es más que la suma de las dos presiones parciales.

Material y equipo

1. Ventilador axial
2. Motor monofásico, 3/4 de hp, 3600 r.p.m.
3. 2 manómetros de tubo en U con graduación
4. Tubos de pitot: estático y
dinámico
5. Ducto de prueba
6. líquidos manométricos.

Procedimiento.

1. Unir los tubos de vidrio con mangueras plásticas formando una U en el extremo inferior. Los tubos de vidrio deben quedar paralelos entre sí y a una separación de 5 cm.
2. Proceda a llenar los manómetros con el líquido manométrico respectivo. Esto dependerá de la columna de presión que se espera medir.

3. Móntese los manómetros de tubo en U en el tablero y acóplelos a los sujetadores.

4. Con el ducto completamente abierto, arranque la máquina accionando la botonera de arranque. Deje que el motor alcance su régimen nominal de trabajo, para ello esperar unos 2 minutos. Así el motor accionará el ventilador para impulsar aire que servirá para limpiar el ducto y los medidores de pitot de posibles basuras en su interior.

5. Con los medidores ya instalados, acople estos a los tubos de pitot dispuestos en el ducto por medio de las mangueras plásticas.

6. Cerciórese de la horizontalidad del banco de prueba. Ayúdese con el nivel de burbuja triple. Compruebe las uniones selladoras para evitar fugas de aire que perturben la medición.

7. Completados los pasos anteriores proceda a ensayar el ventilador.

8. Arranque el banco de prueba y espere a que el motor tome su rango nominal de trabajo. Con el amperímetro mida 4 amp.

aproximadamente. Cierre el damper completamente y con los manómetros de tubo en U tome las lecturas de presión estática y presión dinámica. Este punto será el punto de shutoff o sistema bloqueado.

9. Accione el dispositivo de giro hasta una posición de ---- para tener los datos para el segundo punto. Tome las lecturas de presión estática y presión dinámica.

10. Accione el dispositivo de giro hasta una posición de --- para obtener el tercer punto del gráfico. Tome las lecturas de presión estática y presión dinámica.

11. Deje el ducto a descarga libre; es decir, el damper completamente abierto para obtener el cuarto punto.

12. Ordene los datos en la tabla 4.1

Posición	P_{est}	P_{din}	P_{total}
	mm H ₂ O	mm H ₂ O	mm H ₂ O
1			
2			
3			
4			

CONCLUSIONES.

1. Se ha fomentado el campo de investigación en el diseño de los tubos de Pitot, de acuerdo al flujo que se va a manejar ya sea este compresible o incompresible. Considerando factores que afectan la forma aerodinámica del tubo de Pitot, especialmente la cabeza cónica del tubo. De ésta manera se pretende dar un gran aporte al desarrollo tecnológico, especialmente en el campo de la investigación de aire, facilitando la construcción de los tubos de Pitot de una forma sencilla y eficiente.

2. Lo ideal siempre es que las técnicas teóricas en ingeniería conlleven a resultados adecuados y reales. Pero el diseño en ingeniería debe y tiene que ir acompañado de un buen nivel técnico, para lograr esos buenos resultados. El diseño del equipo ha necesitado de lo anteriormente dicho, para su concreta realización.

3. En nuestro medio no se tiene mucha facilidad para obtener tubos de Pitot fabricados de vidrio; y por lo tanto, esta es una de las razones por la que se decidió fabricar los Pitot

de otro material.

4. La construcción de los tubos de Pitot, ha sido tomando en cuenta tubos de Pitot estándar con normas estadounidenses N.P.L. para que los resultados sean normalizados.

5. El ventilador a ensayar deberá ser acoplado al ducto de tal forma que quede correctamente alineado. Para ello, los sostenedores deberán dimensionarse en concordancia al tamaño del ventilador, observando siempre la normalización respectiva (UNISTRUT ENGINEERING CATALOG).

6. Si se desea ensayar un ventilador de mayor diámetro que el del ducto debe acoplarse al banco por medio de un fuelle considerando las pérdidas de presión, que por dicha modificación se van a tener. Si el ventilador es de boca de descarga cuadrada se deberá diseñar un acople, para ello habrá que realizar el desarrollo respectivo.

7. El diseño de la soldadura del banco de prueba no ha recibido atención, porque en definitiva, en las uniones soldadas la pericia del ejecutor es lo que determina la efectividad de tal unión.

8. Para el manómetro de tubo en U, el líquido manométrico a emplear deberá ser el que presente menor adherencia a las paredes del tubo de vidrio. El agua posee mayor adherencia al mercurio. Pero es de más fácil manipulación y obtención, éste último factor hace que sea de uso universal más que el mercurio. La selección del líquido manométrico también dependerá de la columna de presión que se espera medir; es decir, las columnas de agua que se obtienen son mayores que con el mercurio, debido a la densidad del agua.

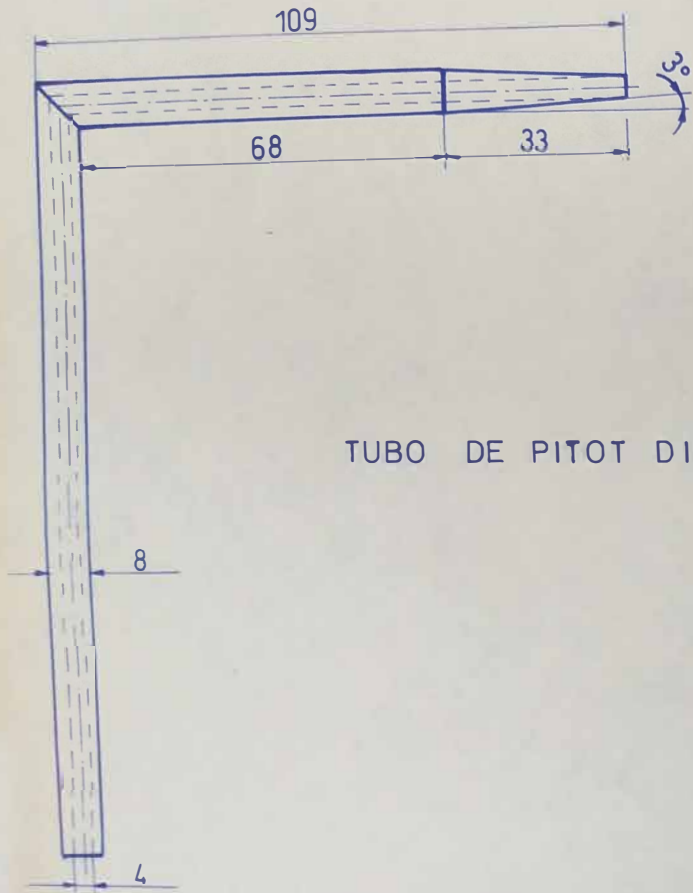
9. El motor eléctrico a seleccionar para la ejecución de la prueba depende en sí de la potencia que demanda el ventilador. Si se usa un motor monofásico, se presentará el problema de arranque, pero ya en régimen permanente la operatividad del motor resulta ser más aceptable que la de un motor trifásico.

10. Para obtener la familia de curvas del ventilador a ensayar se deberá acoplar el ventilador a un sistema de transmisión por poleas escalonadas. A fin de variar las revoluciones del ventilador y poder trazar la curva.

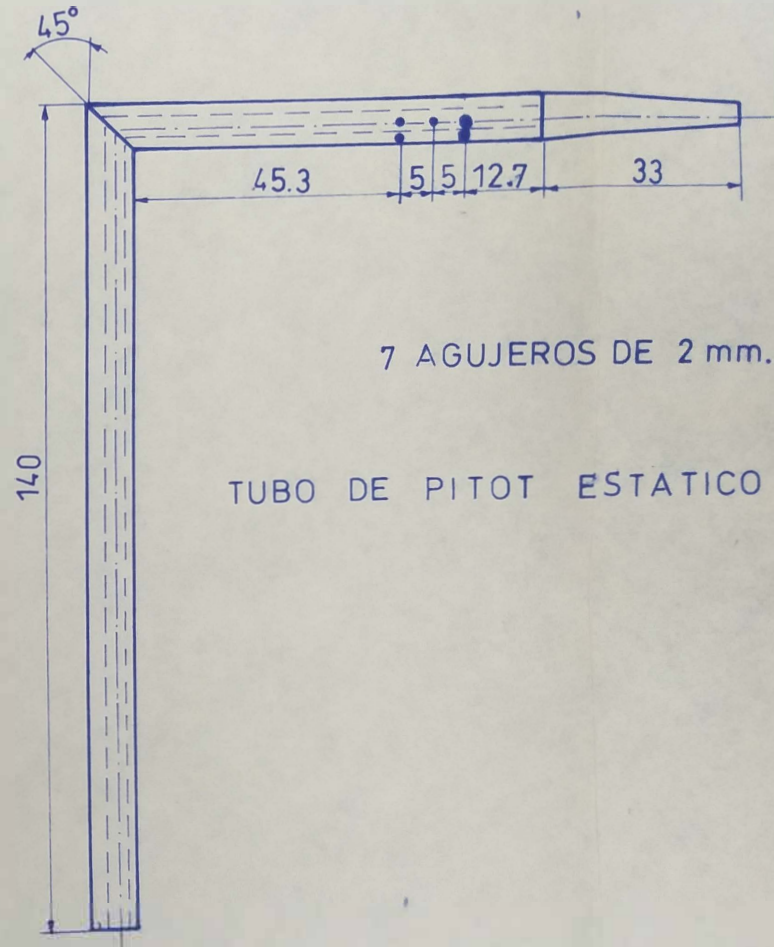
BIBLIOGRAFIA

1. LEYBOLD HERAEUS GMBH. Catálogo Aparatos de física para la enseñanza. Sistemas auxiliares (s.f) Sección 8, págs. 8/27-8/30
2. SIEMENS AG. Catálogo de motores y ventiladores (1989) Sección 1, págs. 1/40-1/53
3. GTZ. Electrónica de Potencia, curso superior (República Federal de Alemania- s.f)
4. WILSON J.D. Física con aplicaciones (México D.F. 1987) Editorial Interamericana, primera parte, capítulo 14, págs. 6-3 a 6-8
5. UNISTRUT BUILDING SYSTEMS. General Catalog Engineering (U.S.A 1984)
6. MARCOMBO S.A. DE Boxiarou. Manual de aire acondicionado Carrier (Av. José Antonio #592 Barcelona-s.f) Sexta parte, págs. 6-3 a 6-18

7. GUERRA VELA Claudio. Manual de laboratorio de física para maestros. (México-1979) Editorial Trillas, capítulo 4, págs. 74-128
8. MARKS. Manual del Ingeniero Mecánico (s.f^a) Mcgraw-Hill, capítulo 14, págs. 14-50 a 14-58
9. STREETER Victor L.-WYLIE Benjamin. Mecánica de los Fluidos (s.f^a) Mcgraw-Hill, capítulo 9, págs. 356-358
10. FEDERACION DE INGENIEROS DE EL SALVADOR. Seminario técnico fepade (s.f) capítulo 13
11. OWER E.-PANKHURST R.C. The measurement of air flow (Londres-1966^a) Press LTD, capítulos 3 y 4.
12. ESCUELA GRAFICA SALESIANA. Tecnología mecánica (Ecuador-1990^a) Tomo 4.
13. Ventiladores y distribución del aire (s.f) capítulo 13, págs. 507-531
14. MAZANA TARDA José. Ventiladores y turbocompresores (Barcelona-s.f) capítulo 1, págs. 12-95



TUBO DE PITOT DINAMICO

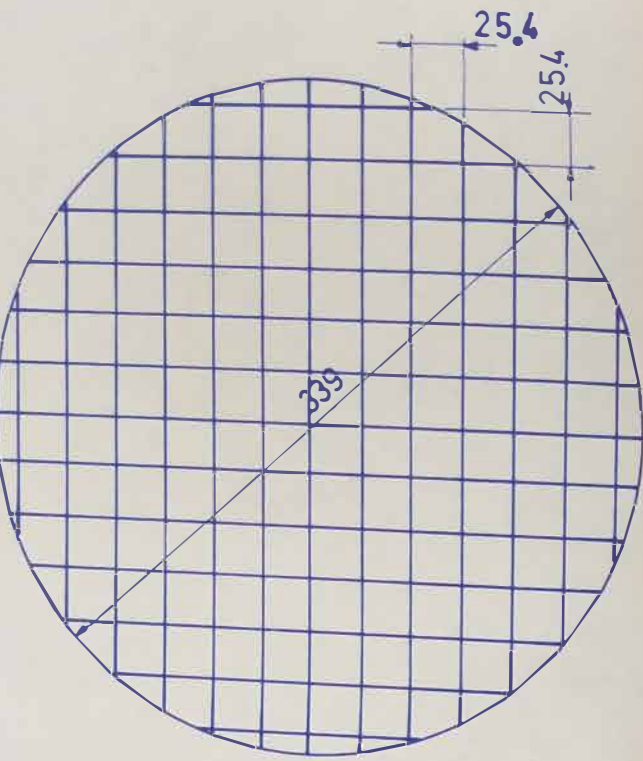


7 AGUJEROS DE 2 mm.

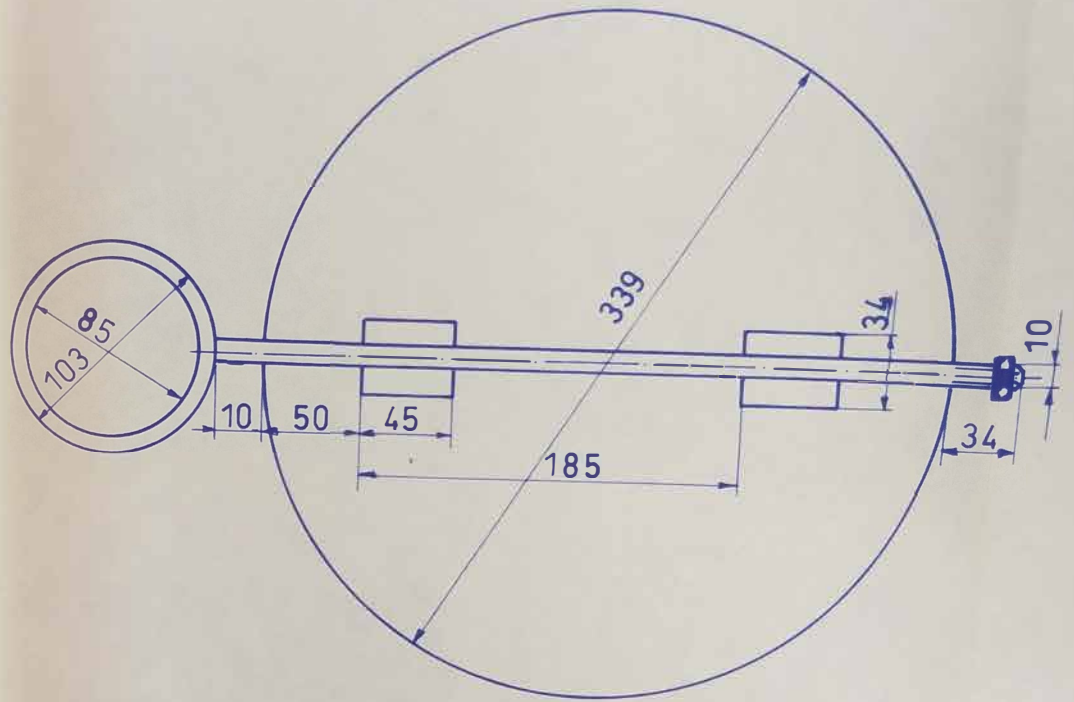
TUBO DE PITOT ESTATICO

DIBUJO	J. CUADRA	U D B
	J. MONGE	
	J. NAVAS	
ESC 1:1	TUBOS DE PITOT	ING. MECA
18.11.92		PLANO

GRUPO	J. CUADRA J. MONGE J. NAVAS	U D B
ESC 1:2 18.11.92	VENTILADOR - POLEA	ING. MECANICA PLANO 2/4

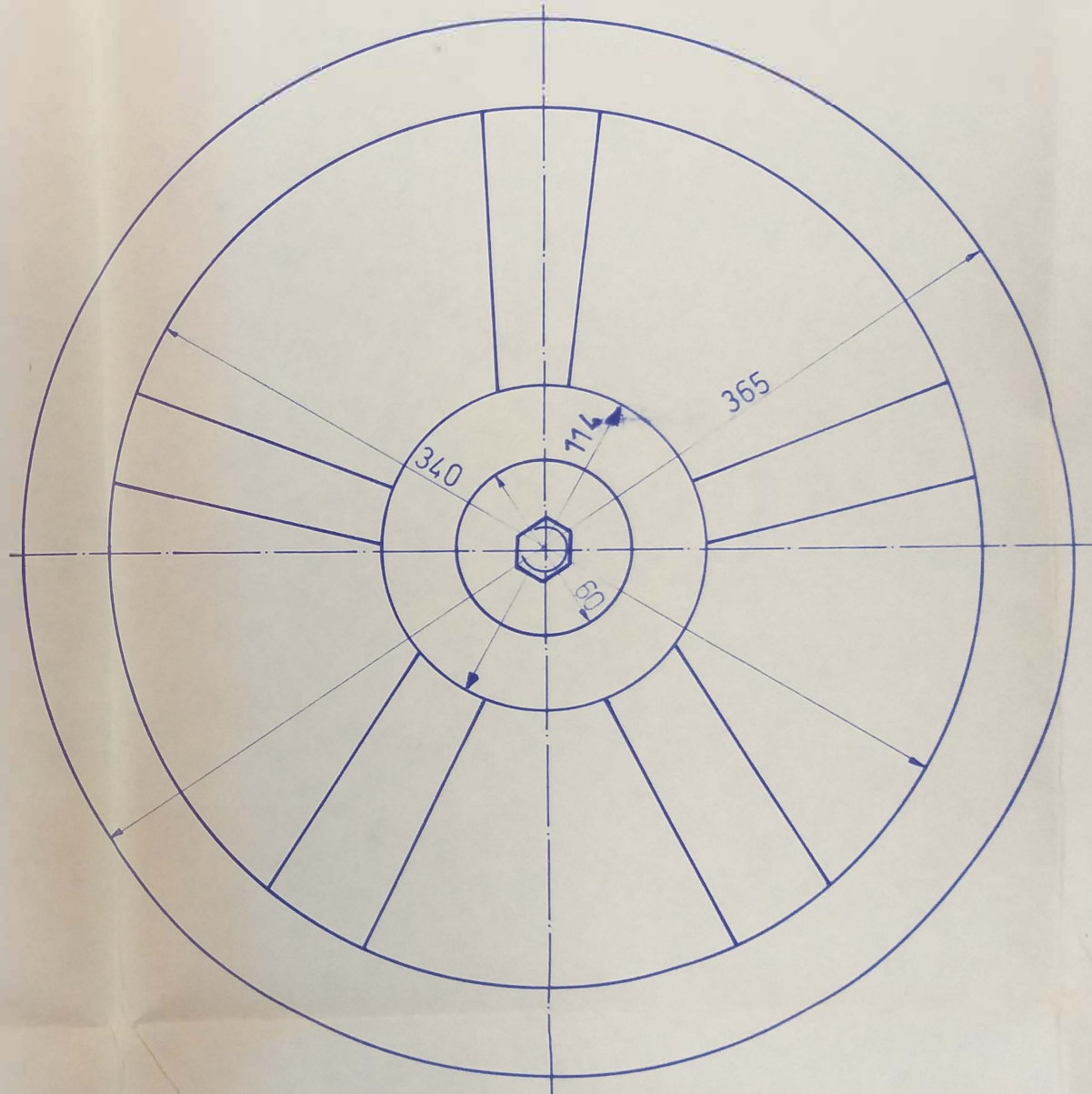
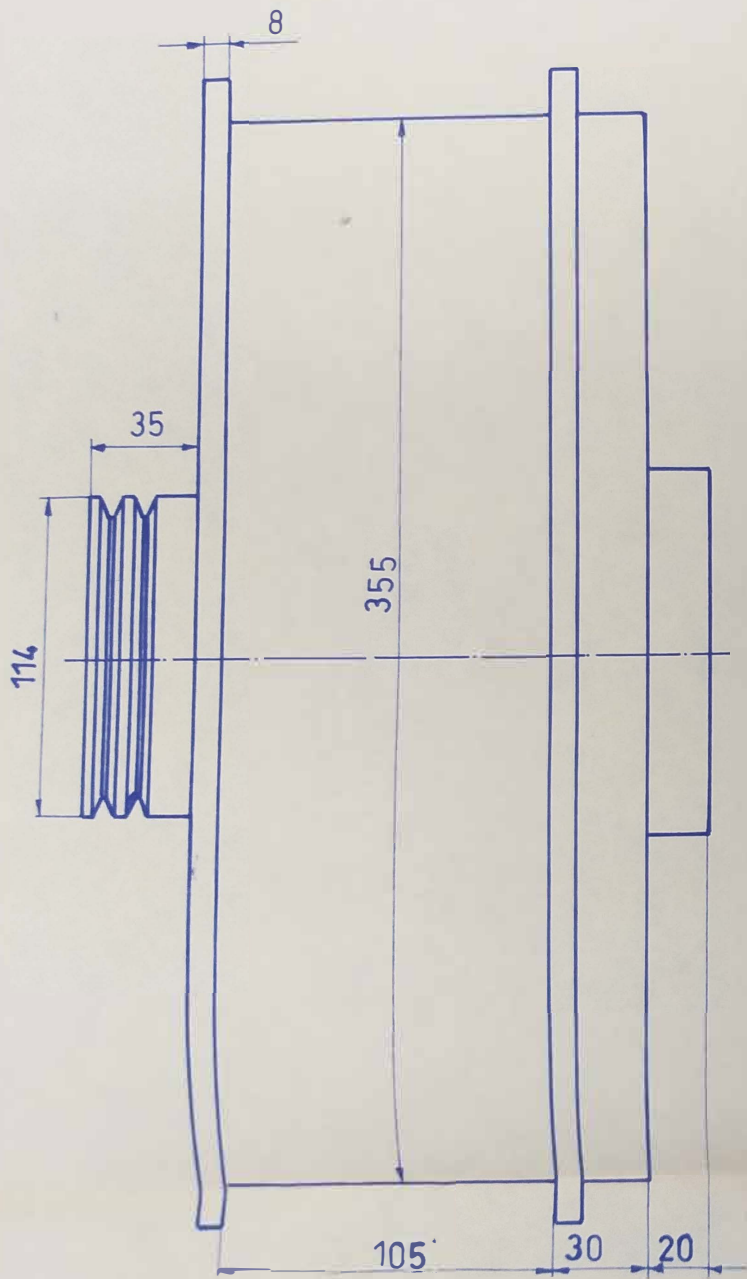


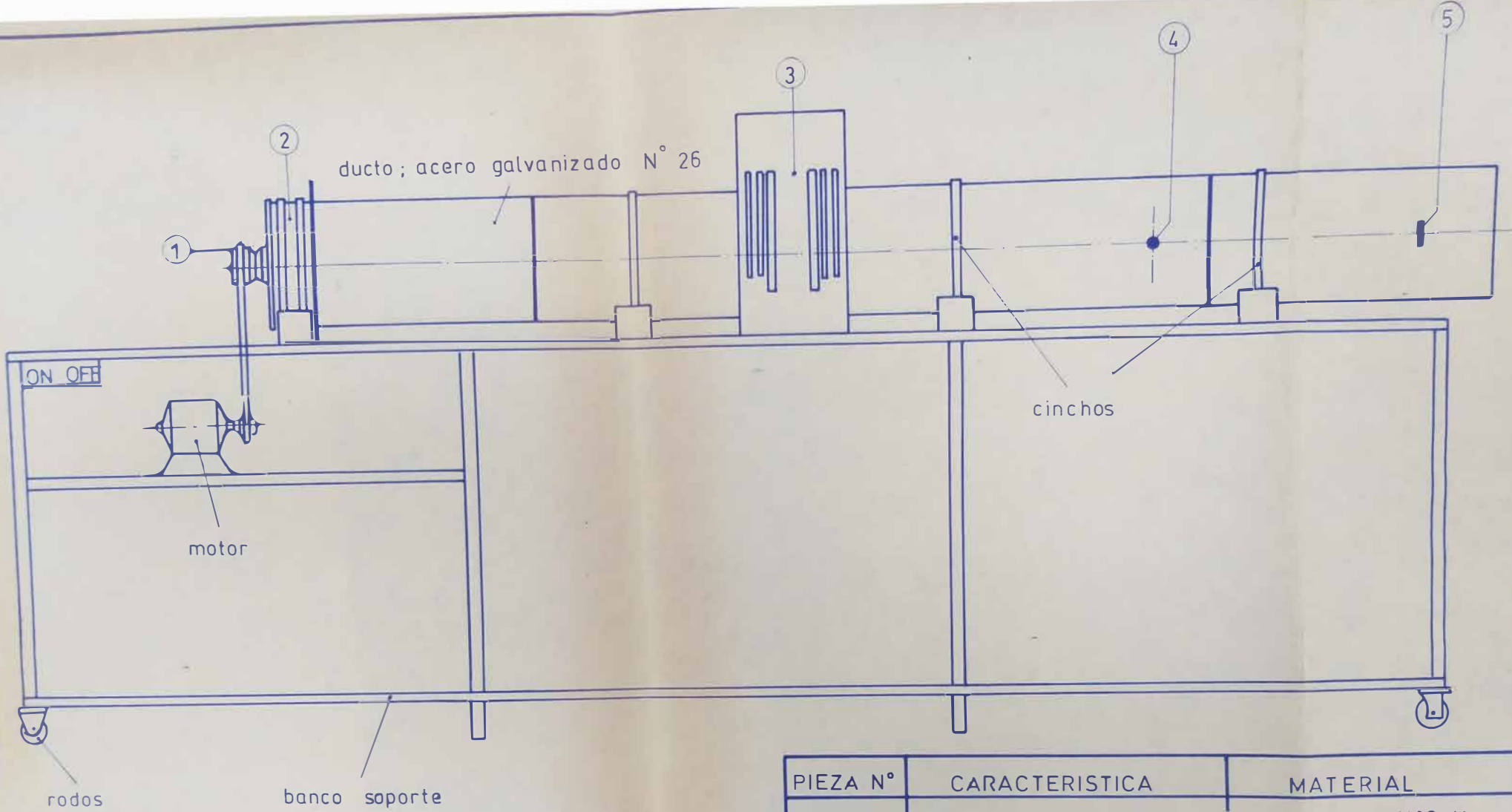
ENREJADO



DAMPER

GRUPO	J. CUADRA J. MONGE J. NAVAS	U	D	B
ESC 1:3	ACCESORIOS			
18.11.92	ING. MECANICA			





PIEZA N°	CARACTERISTICA	MATERIAL
1	POLEA	ALUMINIO 1100-H
2	VENTILADOR	ALUMINIO
3	PANTALLA DE ESCALA	ACRILICO COMERCIAL
4	TUBOS DE PITOT	BRONCE FOSFORICO
5	DAMPER	ACERO SAE/AISI 1020

GRUPO
 J. CUADRA
 J. MONGE
 J. NAVAS

U D B

ESC. 1:1
 18.11.92

BANCO DE PRUEBA

ING. MECANIC
 PLANO 1/4