

UNIVERSIDAD DE EL SALVADOR  
FACULTAD DE INGENIERIA Y ARQUITECTURA  
ESCUELA DE INGENIERIA MECANICA



**RECONSTRUCCION DEL BANCO DE PRUEBAS DE  
VENTILADORES AXIALES (TUNEL DE VIENTO)  
DE LA ESCUELA DE INGENIERIA MECANICA.**

TRABAJO DE GRADUACION PRESENTADO POR:

**OSCAR ORLANDO ACOSTA AGUILAR**  
**WALTER OMAR JUAREZ QUINTANILLA** 15100751  
**JUAN JOSE VALENCIA MINERO**

PARA OPTAR AL TITULO DE:

**INGENIERO MECANICO**



151007513

JUNIO 1995

SAN SALVADOR, EL SALVADOR, CENTRO AMERICA

UES  
503  
185r  
395  
I. 2

UNIVERSIDAD DE EL SALVADOR

RECTOR:

DR. FABIO CASTILLO FIGUEROA

SECRETARIO GENERAL:

LIC. JUSTO ROBERTO CAÑAS LOPEZ

FACULTAD DE INGENIERIA Y ARQUITECTURA

DECANO:

ING. JOAQUIN ALBERTO VANEGAS AGUILAR

SECRETARIO:

ING. JOSE RIGOBERTO MURILLO CAMPOS

ESCUELA DE INGENIERIA MECANICA

DIRECTOR:

INGENIERO RIGOBERTO VELASQUEZ PAZ

**UNIVERSIDAD DE EL SALVADOR  
FACULTAD DE INGENIERIA Y ARQUITECTURA  
ESCUELA DE INGENIERIA MECANICA**



**RECONSTRUCCION DEL BANCO DE  
PRUEBAS DE VENTILADORES  
AXIALES (TUNEL DE VIENTO) DE LA  
ESCUELA DE INGENIERIA MECANICA.**

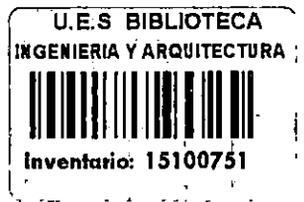
**TRABAJO DE GRADUACION PRESENTADO POR:**

**OSCAR ORLANDO ACOSTA AGUILAR  
WALTER OMAR JUAREZ QUINTANILLA  
JUAN JOSE VALENCIA MINERO**

**PARA OPTAR AL TITULO DE INGENIERO MECANICO**

**COORDINADOR: ING. RIGOBERTO VELASQUEZ PAZ  
ASESOR: ING. FRANCISCO ALFREDO DELEON**

**JUNIO 1995  
SAN SALVADOR, EL SALVADOR, CENTRO AMERICA**



UNIVERSIDAD DE EL SALVADOR  
FACULTAD DE INGENIERIA Y ARQUITECTURA  
ESCUELA DE INGENIERIA MECANICA

TRABAJO DE GRADUACION PREVIO A LA OPCION AL GRADO DE:  
INGENIERO MECANICO

RECONSTRUCCION DEL BANCO DE  
PRUEBAS DE VENTILADORES  
AXIALES (TUNEL DE VIENTO) DE LA  
ESCUELA DE INGENIERIA MECANICA.

PRESENTADO POR:

OSCAR ORLANDO ACOSTA AGUILAR  
WALTER OMAR JUAREZ QUINTANILLA  
JUAN JOSE VALENCIA MINERO

TRABAJO DE GRADUACION APROBADO POR:

COORDINADOR: ING. RIGOBERTO VELASQUEZ PAZ

ASESOR: ING. FRANCISCO ALFREDO DELEON



SAN SALVADOR, JUNIO DE 1995.

A DIOS TODOPODEROSO POR HABERME DADO LA VIDA  
Y LA RAZON, PARA REALIZARME CRISTIANA Y PROFESIONALMENTE.

A MIS PADRES: ESTEBAN ACOSTA Y MARIA INES AGUILAR DE ACOSTA,  
POR SU COMPRESION Y APOYO  
QUE ME BRINDARON EN TODO MOMENTO.

A MI ESPOSA ANA ESMERALDA, CON AMOR Y RESPETO  
POR LA CONFIANZA Y APOYO QUE DEPOSITO EN MI.

A MIS HIJOS POR HABERME PRESTADO EL TIEMPO  
NECESARIO, PARA PODER TERMINAR MIS ESTUDIOS.

A MIS HERMANOS CON MUCHO CARIÑO.

A MIS COMPAÑEROS Y MAESTROS,  
POR SU COLABORACION.

OSCAR ACOSTA.

CON AMOR A DIOS, MIS PADRES, MIS HIJOS,

MIS HERMANOS, MIS MAESTROS Y AMIGOS,

Y GRATITUD ETERNA A

C R I S T I N A

MI ESPOSA.

WALTER OMAR.

AL UNICO Y SABIO DIOS  
Y A SU HIJO JESUCRISTO SEA  
TODA LA GLORIA.

A MIS PADRES, HERMANOS, AMIGOS  
Y DOCENTES GRACIAS POR  
INCENTIVARME Y AYUDARME  
A TERMINAR ESTA TAREA.

PERO SOBRE TODO GRACIAS  
SEÑOR POR LA VIDA QUE  
ME HAS DADO, PORQUE  
NO HAY DADIVA MAS GRANDE  
QUE ESTA:

" PORQUE DE TAL MANERA AMO  
DIOS AL MUNDO QUE HA  
DADO A SU HIJO UNIGENITO  
PARA QUE TODO AQUEL QUE  
EN EL CREA NO SE PIERDA  
MAS TENGA VIDA ETERNA "

JUAN 3:16

JUAN JOSE.

## INDICE

Página No

### INTRODUCCION

#### CAPITULO I

Antecedentes e Importancia del Tema ..... 1

#### CAPITULO II

2.0 Conceptos Importantes ..... 4

2.1 Túnel de Viento ..... 9

2.1.1 Clasificación de los Túneles de Viento ..... 9

2.1.1.1 Según el Régimen de Flujo ..... 9

2.1.1.2 Según la Forma de la  
Trayectoria del Flujo ..... 13

2.1.2 Componentes de los Túneles de Viento ..... 20

2.1.2.1 Cámara de Observación o Prueba ..... 20

2.1.2.2 Sistema Generador de Flujo ..... 25

2.1.2.3 El Difusor ..... 50

2.1.2.4 Instrumentos de Medición y  
Aparatos de Observación del Flujo ..... 52

2.1.3 Consideraciones sobre las Pérdidas de  
Energía en un Túnel de Viento Subsónico ..... 69

#### CAPITULO III

3.0 Monografía del Banco de Prueba de Ventiladores Axiales . 80

3.1 Panel Medidor de Presión ..... 88

3.2 Accesorios eléctricos ..... 89

3.3 Diafragma Calibrado ..... 91

3.4 Tubo de Pitot ..... 93

3.5 Obturadores o Dampers ..... 95

#### CAPITULO IV

Estado Actual y Actividades de Reconstrucción ..... 101

4.1 Condición Inicial del Banco ..... 101

4.2 Actividades de Reconstrucción ..... 105

CAPITULO V	
Guías de Laboratorio.....	109
ANEXOS	
A. Tablas Utiles en el Desarrollo de las Guías.....	210
B. Recomendaciones de Mantenimiento.....	231
C. Recomendaciones y Conclusiones.....	234
BIBLIOGRAFIA .....	236

## Simbología Utilizada

A	=	area
$A_o$	=	area de la sección de pruebas
$A_f$	=	area expuesta al flujo
Amps	=	amperios
$\alpha$	=	ángulo de inclinación, manómetro micrométrico
$\beta$	=	coeficiente de descarga
$\gamma$	=	gravedad específica del aire
$\Delta p$	=	presión diferencial
b	=	coeficiente de expansión del mercurio
$bh_p$	=	caballos al freno
B	=	presión ambiente
$C_o, C_s, C_{qs}$	=	coeficiente adimensional
$C_T$	=	Coeficiente de tracción
$C_r$	=	coeficiente de velocidad
$C_q$	=	coeficiente de caudal
$C_p$	=	calor específico
$C_f$	=	coeficiente de fricción
d, D	=	diámetro
Dc	=	diámetro del cuerpo cilíndrico
Dh	=	diámetro de la hélice
Dt	=	diámetro del túnel
Dci	=	diámetro del círculo inscrito
Do	=	diámetro del flujo en la entrada
Db	=	decibeles
e	=	espesor de pala
E	=	módulo de elasticidad
f	=	frecuencia
$F_f$	=	resistencia de avance debido a la fricción
fp	=	factor de potencia
$f_s$	=	presión de vapor de agua saturada
g	=	gravedad
gr	=	gravedad específica de referencia
h	=	elevación
H	=	altura
$H_z$	=	ciclos por segundo
$H_p$	=	caballos de fuerza
$H_r$	=	pérdida de energía
$h_0$	=	lectura del barómetro a 0°C
i	=	humedad relativa
I	=	constante de proporcionalidad
$I_t$	=	corriente de operación
$i_a$	=	humedad absoluta
J	=	coeficiente de funcionamiento
K	=	constante o factor de medida
Kg	=	Kilogramo
Ks	=	coeficiente adimensional
L	=	cuerda de perfil de paleta
l	=	longitud
$L_r$	=	longitud de rejilla
$L_c$	=	longitud del cono



$Y_o$  = coeficiente de pérdidas a la entrada de la cámara  
 $\#p$  = número de polos  
 $\#c$  = número de canales  
 $\Delta p$  = presión diferencial o caída de presión  
 $\Delta p_{pr}$  = pérdidas de cada canal de la rejilla  
 $\Delta p_{oc}$  = pérdidas en conducto cónico  
 $\alpha$  = ángulo de manómetro micrométrico  
 $\alpha_m$  = ángulo de Mach  
 $\alpha_p$  = ángulo de ataque del perfil  
 $\alpha_a$  = ángulo de pala  
= densidad  
 $m$  = densidad de líquido manométrico  
 $\beta$  = coeficiente de descarga  
 $\mu$  = coeficiente de rozamiento  
 $\epsilon$  = coeficiente de compresibilidad  
 $\eta$  = eficiencia  
 $\eta_h$  = eficiencia de la hélice  
 $\eta_m$  = eficiencia de empuje

## INTRODUCCION

La investigación y el aprendizaje combina tanto el análisis como la experimentación, bajo estas condiciones se pretende reconstruir para la Escuela de Ingeniería Mecánica de la Universidad de El Salvador el Banco de Pruebas de Ventiladores Axiales, conocido comúnmente como túnel de viento, para posibilitar la realización de pruebas de laboratorio que son una extensión necesaria de los temas analíticos estudiados en el aula y que además de su verificación motiva al estudiante hacia la investigación.

El presente trabajo estará estructurado por capítulos de la siguiente manera:

En el capítulo I se describen los antecedentes e importancia del tema.

El capítulo II, contendrá el marco teórico el cual se iniciará con la definición de algunos conceptos relacionados con la mecánica de fluidos, para luego profundizar en lo que es la teoría sobre los túneles de viento pretendiendo dejar una idea más clara de la utilidad de este equipo de laboratorio que resulta ser poco conocido para algunos estudiantes de la Escuela.

El Capítulo III, es una monografía del Banco, en la cual se describen sus diferentes secciones.

El capítulo IV nos mostrará la condición en que se encontraba el Banco, y las tareas de reconstrucción realizadas.

El capítulo V, proporcionará el manual de guías de laboratorio que se pueden realizar en el Banco.

Finalmente se incluirán 3 anexos que comprenderán; el primero las tablas útiles en el desarrollo de las guías, el segundo contendrá las recomendaciones para el mantenimiento del equipo, y un tercero que proporcionará las conclusiones y recomendaciones, finalmente se presentará la bibliografía utilizada.

## CAPITULO I

### ANTECEDENTES E IMPORTANCIA DEL TEMA

Debido a la intervención militar a la Universidad de El salvador, en el año de 1980, la mayoría de instalaciones físicas e instrumental de laboratorio fue completamente saqueado o destruido. La Escuela de Ingeniería Mecánica no fue la excepción y la gran mayoría del equipo instrumental y de prueba de laboratorio fué desmantelado e inutilizado. Algunos equipos, gracias a la colaboración de docentes, estudiantes y al aporte de gobiernos amigos, han sido sustituidos con nuevos equipos, modernizando así algunas áreas de los talleres y labóatorios, sin embargo el Banco de Pruebas de Ventiladores Axiales no fue sustituido.

El banco fue desmantelado, hurtados sus dos ventiladores axiales, destruido su equipo de medición, tuberías, equipo de potencia y mandos eléctricos, y quebrado su cristal de observación.

Adicionalmente presenta problemas debido al deterioro normal por el abandono (herrumbre, dispositivos atascados, etc).

Afortunadamente se cuenta con el manual técnico del banco y además con los instrumentos mínimos necesarios que hacen factible la reconstrucción del banco de pruebas. De este manual se pueden tomar los datos técnicos necesarios para la reconstrucción completa de los dos ventiladores, instrumental de medición, equipo de potencia eléctrica, etc.

Se pretende entonces alcanzar la reconstrucción completa del banco de pruebas, instalarlo y preparar las guías de laboratorio que pueden ser realizados en este aparato, así como dotar nuevamente a la Escuela de Ingeniería Mecánica de la Universidad de El Salvador de un Banco de Pruebas de Ventiladores Axiales ó Tunel de Viento, el cuál vendrá a fortalecer la calidad de la enseñanza de las materias relacionadas al campo.

Además se aprovechará un recurso que actualmente se encuentra en el abandono, y que con los conocimientos técnicos del personal docente y alumnado posibilita su recuperación, volviéndolo de provecho para la Institución.

Con la llegada de la época de paz en el país, se vislumbra un nuevo período de desarrollo académico para la Universidad de El Salvador, de tal forma que se hace necesario que la Escuela de Ingeniería Mecánica cuente con el instrumental y equipos de laboratorio necesario para lograr una mejor capacitación del alumnado.

Además de lograrse que los estudiantes apliquen los conocimientos adquiridos a través del proceso de aprendizaje, en el desarrollo del presente tema, se logrará equipar a la Escuela y hacer otro uso de los fondos que podrían destinarse a este fin, por ejemplo en la adquisición de material que tecnológicamente no es posible ser desarrollado en el país.

## CAPITULO II

### 2.0 CONCEPTOS IMPORTANTES

En esta sección se definen algunos términos y se dan algunas explicaciones con el propósito que sirvan de ayuda a la comprensión del lenguaje utilizado durante el desarrollo del trabajo.

**PRESION ABSOLUTA:** Se refiere al valor absoluto de la fuerza por unidad de área que una pared de fluido ejerce sobre la pared que la contiene o sobre la superficie de otra porción de fluido; ésta representa la suma de la presión manométrica más la atmosférica.

**PRESION ATMOSFERICA:** Es la presión debida al peso de la columna de aire que actúa sobre la superficie libre de un cuerpo. La presión atmosférica varía con la temperatura y la altitud.

La presión media normal a 0°C y al nivel del mar es de 760 Torr = 1.01396 bar y se llama atmósfera normal. Se utiliza también la atmósfera técnica que es igual a 1 bar, por lo tanto se puede hablar de tres atmósferas:

- a) Atmósfera normal                      1.01396 bar
- b) Atmósfera técnica                      1.0        bar
- c) Atmósfera local y temporal: Presión atmosférica reinante en un lugar y tiempo determinado.

**PRESION MANOMETRICA:** Representa la diferencia entre la presión absoluta. Vale la pena mencionar que la presión local del fluido puede depender de algunas variables como: elevación, velocidad de flujo, densidad de flujo y temperatura.

**DENSIDAD (  $\rho$  )**

La densidad de un fluido se define como la masa por unidad de volumen.

$$\rho = m / v$$

donde:     m: masa  
           v: volúmen

**PESO ESPECIFICO (  $\gamma$  )**

Es el peso por unidad de volumen y cambia con el lugar.

$$\gamma = W / v$$

donde:     W: peso  
           v: Volúmen

Se definen dos tipos de estado para un fluido que fluye a alta velocidad:

**LA CONDICION ESTATICA:** La temperatura, el volumen y la presión se pueden determinar para cualquier partícula de un fluido dado, y estas propiedades definen el estado estático del fluido. Se les llama propiedades estáticas debido a que se miden con instrumentos o dispositivos que están en reposo en relación con el fluido.

**EL ESTADO TOTAL O DE ESTANCAMIENTO:** Se define como el estado terminal de un proceso isoentrópico y libre de trabajo durante el cual la energía cinética y potencial de la partícula fluida se reducen a cero en flujo permanente.

#### NUMERO DE MACH (M)

Es un parámetro que caracteriza la propiedad elástica del fluido; el número de Mach se deriva de la relación entre una fuerza activa representada por una presión dinámica y la fuerza de reacción elástica, representada por el módulo de elasticidad, esto es:  $PV^2/E$ , extrayendo la raíz cuadrada y teniendo en cuenta que la velocidad sónica es:  $C = \sqrt{E/\rho}$  ; se define entonces el número de Mach como:

$$M = V_o/V_{so}$$

donde:  $V_o$ : Velocidad del flujo de un objeto con respecto al fluido  
 $V_{so}$ : Velocidad del sonido en el fluido  
 $E$ : Módulo de elasticidad del fluido

Así pues el número de Mach queda definido por la relación de la velocidad del fluido respecto al observador y la velocidad de la onda elástica en el medio. Es un parámetro adimensional.

El número de Mach sirve para clasificar los flujos así:

$M = 0$	flujo incompresible
$M < 1$	flujo subsónico
$M = 1$	flujo transónico
$1 >= M <= 5$	flujo supersónicos
$M > 5$	flujo hipersónico

Para un número de Mach igual a cero, el observador tiene una velocidad nula respecto al fluido y el modelo de flujo se presenta como una serie de círculos concéntricos representativos de la onda elástica. También para Mach igual a cero, la velocidad del sonido puede ser infinita o incomparable más grande que la velocidad del módulo, lo que quiere decir que el módulo de elasticidad del medio es también infinito o inmensamente grande, lo que significa que el medio se comporta como rígido o incompresible.

**LA ONDA DE CHOQUE:** Aparece con velocidades supersónicas. Con bajas velocidades las ondas que ocurren en el movimiento de un cuerpo, al iniciarse o durante el vuelo, se propagan desde el cuerpo con la velocidad del sonido. Con altas velocidades subsónicas, las ondas se siguen propagando con la velocidad del sonido en el fluido lejos del cuerpo, en todas direcciones, pero las ondas no pueden separarse fácilmente del cuerpo en el sentido del movimiento de éste. Cuando el número del Mach de un cuerpo excede la unidad, las ondas se propagan más lentamente que lo que avanza el cuerpo, y por lo tanto, quedan atrás de él. A medida que la velocidad supersónica aumenta, las ondas quedan cada vez más retrazadas. En una onda de compresión, las ondas en la región comprimida del fluido, cuya temperatura crece por efecto de la compresión, se propagan con mayor velocidad que las de la región de baja temperatura y las alcanzan formándose una **ONDA DE CHOQUE**.

**FUERZA DE ARRASTRE:** Es la resistencia al movimiento que experimenta un cuerpo cualquiera que se mueve en un fluido real; es paralela al movimiento y de sentido contrario.

**EMPUJE ASCENSIONAL:** Es la resultante de las fuerzas que el fluido ejerce sobre el cuerpo que se mueve en un fluido, en un avión es causa de su sustentación, en contra de la fuerza de la gravedad.

**ALTURA:** Es la energía que una máquina entrega a un fluido por razón de flujo unitario y se expresa en metros de columna de un fluido.

## 2.1 TUNEL DE VIENTO

La investigación aerodinámica es de gran importancia en sus aplicaciones tanto a la industria automovilística como aérea, y el equipo de laboratorio idóneo para llevar a cabo mejoras en la experimentación y estudio de las teorías aerodinámicas, es llamado Banco de Pruebas Aerodinámicas o Túnel de Viento.

### 2.1.1 CLASIFICACION DE LOS TUNELES DE VIENTO

La clasificación de los Túneles de Viento, puede efectuarse de acuerdo a varios factores.

#### 2.1.1.1 Según el Régimen de Flujo

Los regímenes de flujo a considerar son:

- a) SUBSÓNICO
- b) TRANSÓNICO
- c) SUPERSÓNICO
- d) HIPERSÓNICO

**FLUJO SUBSONICO:** Se considera flujo subsónico aquel que mantiene una velocidad menor que la del sonido, y la perspectivas de propagación elástica aparece como en la figura 2.1, la flecha indica la dirección de la velocidad y en la parte frontal aparecen concentraciones de masa que aumentan cuanto más próxima sea la velocidad a la del sonido; esto es, cuanto más

grande sea el número de Mach.

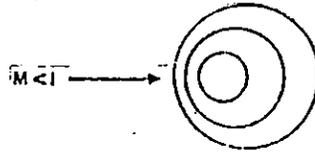


Figura 2.1 Representación del Flujo Subsónico

La compresibilidad del fluido varía de un punto a otro, por tanto, el número de Mach varía con la posición en el seno de fluido. Para que el fluido sea considerado subsónico el número de Mach debe ser menor que la unidad. ( $M < 1$ ).

**FLUJO TRANSONICO ( $M=1$ ):** Estamos ante él, cuando la velocidad del flujo que se ha creado en el túnel es igual o aproximadamente igual a la velocidad del sonido. La onda elástica generada coincide con la posición del móvil generador de las mismas. La concentración de masa frontal es máxima produciendo una onda de choque que se representa como barrera infranqueable, a la que se le llama barrera del sonido, adelante de dicha barrera no hay

perturbación del medio es zona de silencio. En esta región el régimen se puede considerar inestable debido a que empiezan a aparecer efectos de la compresibilidad del aire (para velocidades en las cuales  $M > 1$ ), provocando una serie de alteraciones en el comportamiento de un modelo sometido a este régimen.

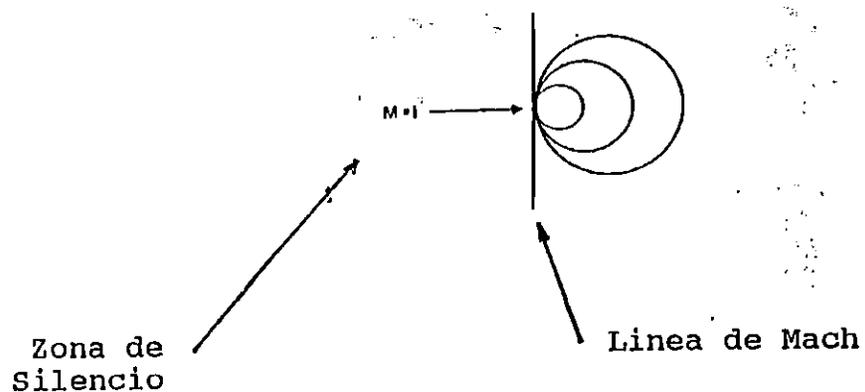
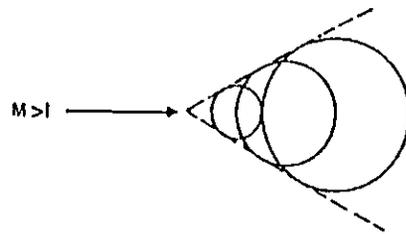


Figura 2.2 Representación del Flujo Transónico

**REGIMEN SUPERSONICO ( $M > 1$ ):** En el régimen supersónico todo el campo de flujo alcanza una velocidad superior a la del sonido, en este régimen la onda de choque aparece en forma de cono, envolviendo las ondas elásticas generadas por el móvil, el ángulo que forma la dirección del movimiento con la línea de Mach se denomina; ángulo de Mach y su valor viene

dado por:  $\alpha_m = \text{arc Sen } V_{so}/V_o = \text{arc Sen } 1/M$   
las diferencias de presión entre la onda de choque y la zona de silencio son altísimos y se manifiestan por fuertes ruidos, estas velocidades están comprendidas entre Mach uno y cinco.



Zona de silencio

Figura 2.3 Representación del Flujo Supersónico

**REGIMEN HIPERSONICO:** Es el que se presenta con velocidades elevadas (generalmente  $M > 5$ ) y en el cual aún un cuerpo perfectamente aerodinámico provoca alteraciones de la velocidad, y altas temperaturas en los puntos de detención, provocados en gran manera por el incremento en magnitud de las ondas de choque.

Según el régimen de flujo que se produzca, los túneles de viento reciben los nombres de túneles subsónicos, transónicos, supersónicos

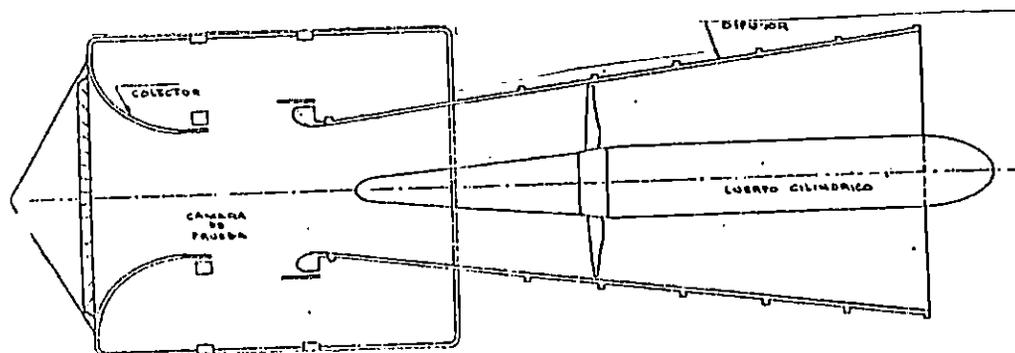
e hipersónicos.

2.1.1.2 Según la Forma de la Trayectoria del Flujo

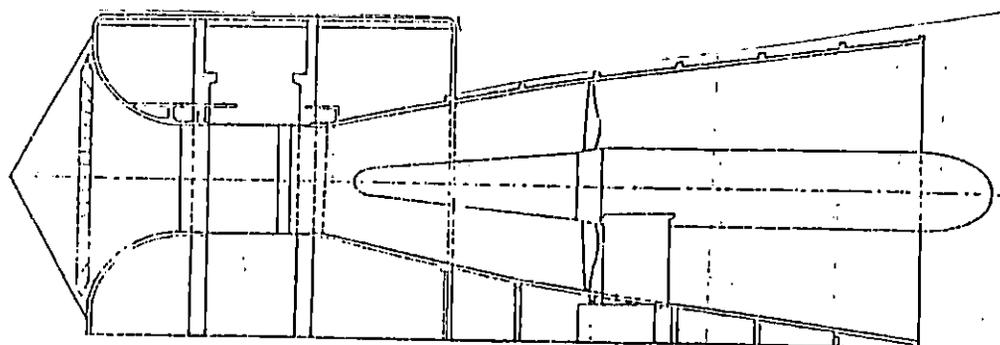
Para flujo subsónico y transónico

**Trayectoria de Circuito Abierto:** Se denomina así por no tener una trayectoria definida de retorno. Después de que el fluido ha dejado el difusor vuelve al colector por medio de la atmósfera ambiente como un agente indirecto de transporte.

El costo es bajo debido a la menor cantidad de material utilizado en su estructura y el grupo moto propulsor de menor tamaño utilizado, por no tener que vencer las pérdidas en el resto del túnel, como sucede, según veremos después, con los túneles de circuito cerrado.



VISTA EN PLANTA



VISTA LATERAL

figura 2.4 Tunel de circuito abierto

Como desventajas de este tipo de túnel podemos mencionar:

Producen un nivel de sonido bastante elevado al estar en operación debido a la turbulencia creada por la hélice antes del rectificador del flujo al rozamiento de la corriente fluida con las partes constituyentes.

Al estar expuestos al medio exterior pueden entrar objetos extraños con la corriente de aire, como insectos, pájaros, piedras, etc, las que no sólo pueden producir resultados erróneos. Sino también dañar las partes constituyentes del túnel, como las rejillas y la hélice o el modelo de prueba y los instrumentos de medición.

**Trayectoria de Circuito Cerrado:** Son aquellos túneles que tienen una trayectoria anular de retorno. Dicha trayectoria o patrón de retorno está formada por las diferentes partes que forman el túnel. Por lo general estos túneles trabajan con una masa de aire constante. Sin embargo, a veces es necesario intercambiar el aire para mantener dentro de ciertos límites la temperatura en el túnel.

Este tipo de túnel es llamado de Prandtl, por ser Prandtl el principal propagador de la teoría del túnel de tipo anular.

Según la forma en que se lleva a cabo el retorno, los túneles pueden clasificarse a su vez de la siguiente manera:

Retorno Simple: El cual consta de un solo conducto de retorno. Es muy usado por la economía que representa tanto en costo como en operación.

Retorno Doble: El flujo es dividido, después de la cámara de pruebas, en dos retornos para luego volverse a unir antes de entrar de nuevo a la cámara de pruebas. Por lo general este tipo tiene un sistema generador de flujo en cada canal de retorno.

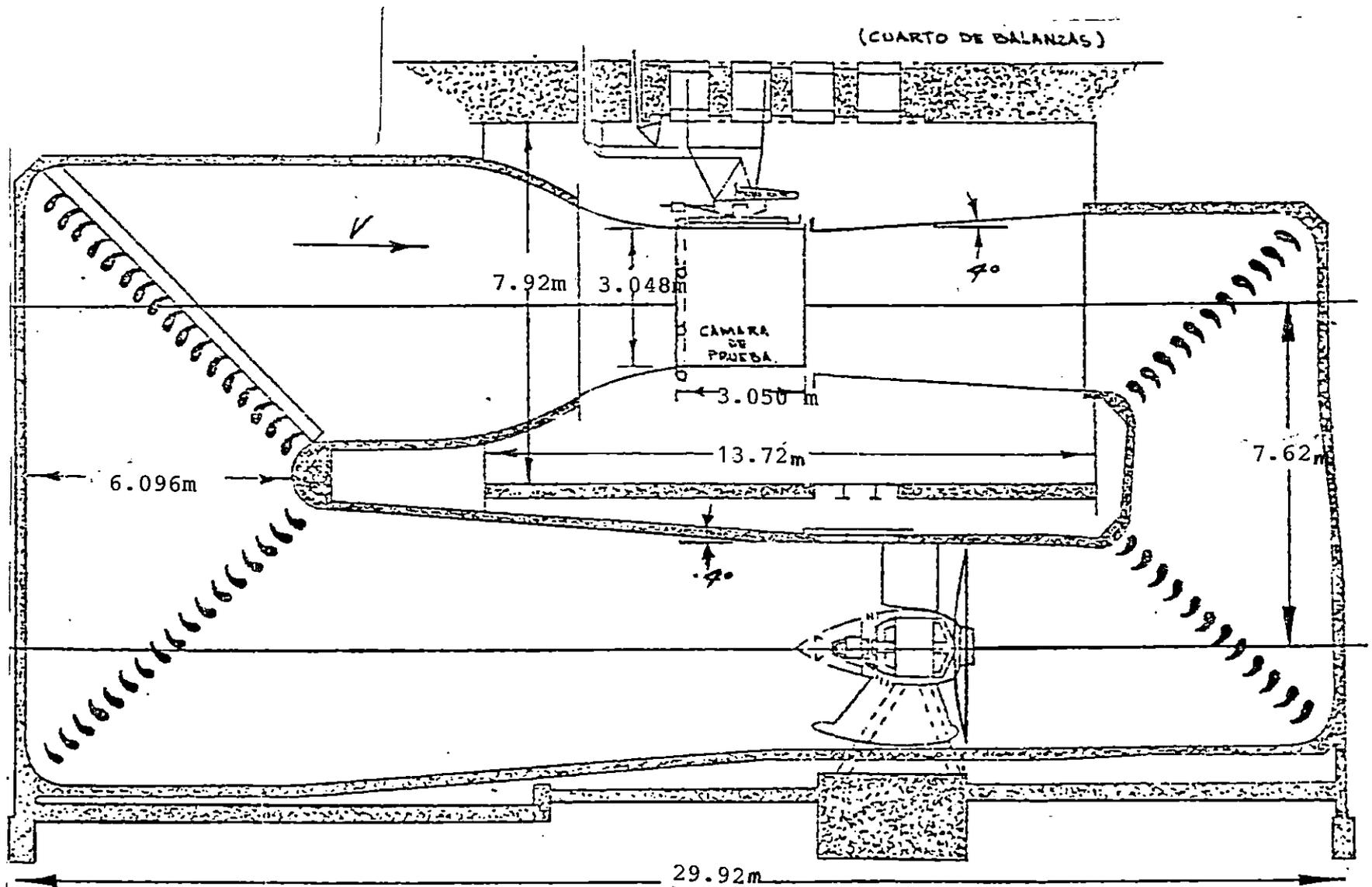


Figura 2.5 Tunnel de Viento de Circuito Cerrado

## Para Flujo Supersónico e Hipersónico

**Circuito abierto con tanques de almacenamiento para operación continua.**

En principio estos túneles operan como los túneles de circuito abierto para régimen subsónico. La diferencia es que en vez de ser alimentados directamente de la atmósfera externa, debido a la succión o disminución de presión en el colector producida por la hélice del ventilador, son alimentados por aire comprimido a través de conductos preformados, en forma continua por un determinado intervalo que depende de la presión del aire almacenado.

**Circuito abierto con tanques de almacenamiento de aire para operación por ráfagas.**

Se diferencia del tipo anterior por actuar mediante ráfagas o sean corrientes de aire comprimido que fluyen en un tiempo bastante corto sobre el modelo de prueba.

Para el túnel de viento con régimen supersónico existen dos modos de operación con un generador de flujo: mediante compresor axial, o con aire comprimido previamente

almacenado en depósitos apropiados. Los túneles de viento para régimen hipersónico sólo actúan a base de aire comprimido, dado que por las características que deben de obtenerse en el flujo, el uso de un generador de flujo convencional o de hélice resultaría caro en exceso.

## 2.1.2 COMPONENTES DE LOS TUNELES DE VIENTO

En esta sección se hará una descripción más a fondo de la configuración y las partes constituyentes de los túneles de viento.

Las partes más importantes de un túnel de viento son las siguientes:

- 1) Cámara o Sección de Pruebas
- 2) Sistema generador de flujo
- 3) Difusor
- 4) Instrumentos de medición y observación de flujo.

### 2.1.2.1 Cámara de Observación de Prueba

Se llama cámara de prueba al lugar del túnel donde se coloca el modelo para ser observado. Está constituido por varios elementos como:

- 1) Ventanilla de observación
- 2) Cámaras fotográficas
- 3) Sistema para la iluminación del modelo
- 4) Instalaciones para la medición
- 5) Sistema de suspensión del modelo
- 6) Dispositivos para la observación del flujo sobre el modelo.

Estos elementos cumplen una función específica respecto al modelo. Esta función es más que todo complementaria y de observación, lo cual obliga a seguir ciertas reglas:

a) Para túneles de baja velocidad (subsónicos y transónicos)

- 1) El modelo deberá poder ser visto desde el mayor número de ángulos posible. Tanto de atrás como adelante, de lado y de arriba y abajo.
- 2) El vidrio o elemento transparente que se utiliza para lograr la condición anterior deberá ser resistente al calor, ya sea producido por la fricción del flujo o por la iluminación.
- 3) Deberá lograrse la mejor iluminación posible, tanto para efectos de observación como de fotografía.
- 4) El acceso a esta cámara deberá ser lo más fácil posible, lo que permitirá un cambio o ajuste de los modelos en forma rápida y eficiente.

b) Para túneles de alta velocidad (supersónico o hipersónico)

Las reglas que deben regir la forma y disposición de estos elementos complementarios en los túneles para velocidades superiores a la del sonido y más que todo para el régimen hipersónico son las mismas, dentro de lo posible, que para velocidades más bajas. Sin embargo, algunos sistemas son diferentes:

- 1) Debido a la elevada presión del flujo en el régimen hipersónico, el área de visualización del modelo queda disminuida en un gran porcentaje.
- 2) Debido al tamaño reducido de estos túneles para regímenes hipersónicos, es preferible utilizar otro método para la observación del modelo, evitando el uso de iluminación corriente, para lo cual se ocupan fuentes luminosas no visibles y películas sensibles a éstas.

#### 2.1.2.2 Sistema Generador de Flujo

Debido a las diferentes condiciones importantes en los diferentes regimenes de flujo estos, deben ser descritos por partes:

- a) Sistema hélice - rectificador de flujo
- b) Sistema de aire comprimido
  - b.1 A ráfagas
  - b.2 Continuo

##### **Sistema Hélice - Rectificador de Flujo**

Utilizado principalmente para el régimen subsónico y parte del supersónico. Este sistema consiste de una o más hélices que son accionadas por una fuerza motriz exterior o interna al túnel y un sistema de paletas o álabes rectificadores de flujo. Este sistema rectificador del flujo puede estar constituido de tres formas diferentes:

Las paletas rectificadoras se encuentran situadas detrás de la fuente del flujo (hélice).

Las paletas rectificadoras se encuentran antes del generador de flujo y probablemente detrás de él también, según el grado de calidad deseado en el flujo.

Contra - Rotación de una hélice complementaria a la generadora del flujo, en sustitución de las paletas rectificadoras del flujo. Cada una de estas tres alternativas tiene su campo de aplicación más o menos definido y está en relación directa de la potencia utilizada por el generador de flujo, lo cual es un reflejo directo de la capacidad del túnel. Es esta última forma la utilizada en el equipo de laboratorio que es objeto del presente trabajo.

El criterio bajo el cual deberá estar diseñada la hélice es el de poder suplir una determinada energía cinética al flujo generado, para ser convertida seguidamente en energía de presión con el objeto de suplir las pérdidas ocasionadas por las paredes y componentes a lo largo del túnel, así como también suplir la energía requerida según las normas del régimen de operación. Este incremento de la energía de presión existente en el flujo se logra por medio del sistema corrector del flujo, el cual consiste, para los dos primeros casos antes mencionados, en determinado número de paletas fijas cuyas dimensiones están vinculadas según la relación:

$$L = \frac{2 \Pi r_c}{N_p}$$

Siendo  $L$  = Cuerda del perfil de la paleta rectificadora  
 $r_c$  = Radio de la base del soporte de las paletas (cubo)  
 $N_p$  = Número de paletas que se necesitan para lograr las dimensiones requeridas.

---

<sup>1/</sup>

El siguiente apartado se incluye como una explicación más amplia del sistema generador de flujo por medio de hélices, ya que este es el método aplicable en este caso, muchos de los conceptos presentados no se aplican en forma exacta a la práctica reconstructiva, debido a las limitantes económicas y tecnológica en las cuales se desarrolló el tema.

Estas paletas son diseñadas de forma tal que suprimen la componente transversal de la velocidad absoluta del flujo, obteniéndose de esta manera un incremento en la energía de presión.

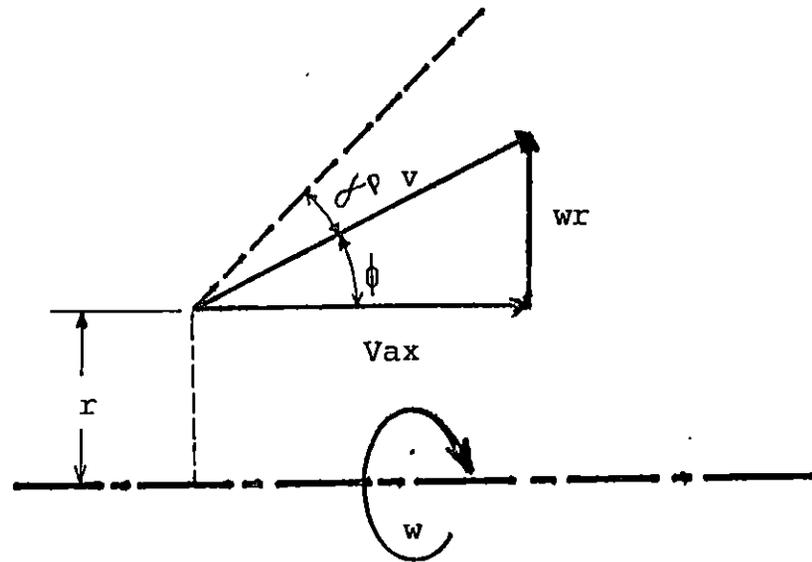


Figura 2.6 Representación gráfica de  $n$

$$\tan \phi = \frac{\omega r}{V_{Ax}} = n$$

- $n$  = Rotación (efecto que es suprimido por las paletas rectificadoras).
- $\omega$  = Velocidad angular de la hélice
- $V_{Ax}$  = Velocidad axial del flujo
- $r$  = Radio variable
- $V$  = Velocidad absoluta
- $\alpha_p$  = Angulo de ataque o incidencia del perfil

De aquí se pueden deducir dos situaciones muy importantes para el criterio de diseño del rectificador de flujo.

- 1) Cuanto mayor es la rotación  $n$ , reducida por las paletas

rectificadoras, mayor será el incremento en la energía de presión del flujo. Esto se puede lograr utilizando un ángulo en la paleta de la hélice lo mayor posible teniéndose cuidado de no sobrepasar el llamado ángulo de atascamiento (stall).

- 2) Para poder incrementar el ángulo  $\alpha$  al mayor valor posible se ha demostrado experimentalmente que colocando las paletas de la hélice de modo tal que se origine una interferencia entre sus proyecciones en un plano perpendicular al eje de rotación, puede lograrse hasta un incremento de un 33% en el ángulo de incidencia  $\alpha$ . En la gráfica de la figura 2.7 se puede apreciar la influencia del ángulo de incidencia o ataque de las paletas de la hélice sobre el flujo.

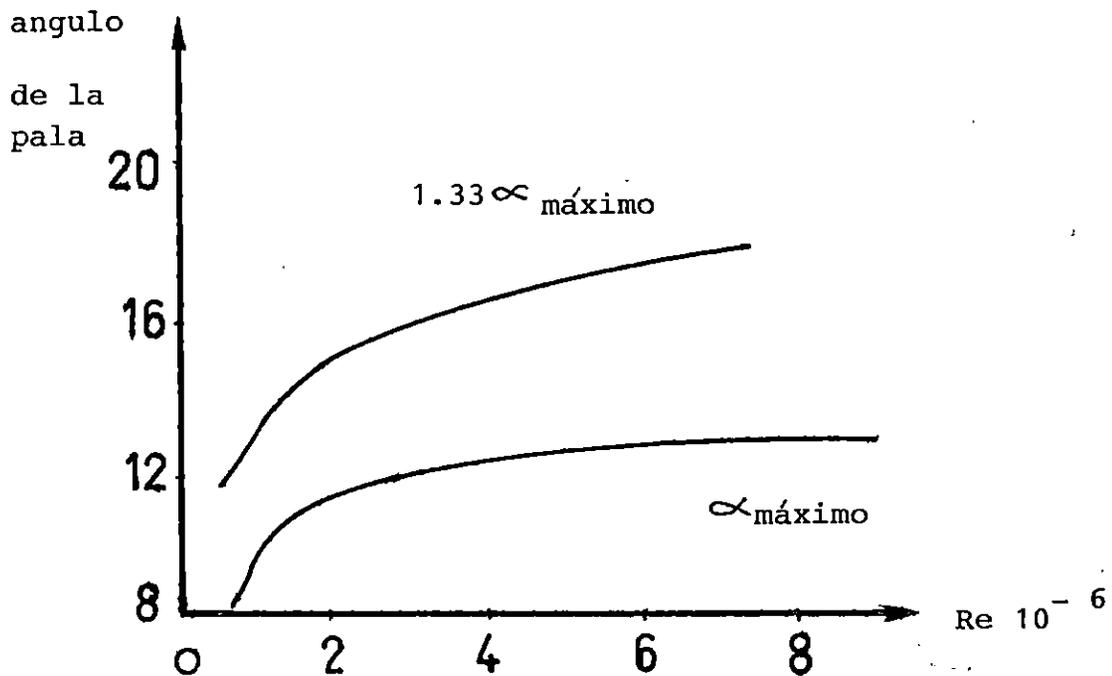


Fig.27 efecto debido a la interferencia de las palas

Sin embargo, para lograr la mayor eficiencia del grupo generador del flujo es necesario observar ciertas reglas que condicionan el arreglo general de la disposición en el túnel.

El grupo deberá estar localizado en un punto tal del túnel de viento que la velocidad del flujo sea relativamente alta, debido a que una hélice es más eficiente a velocidades relativamente altas. Esto se logra en los túneles de circuito cerrado después de la segunda esquina en dirección del flujo, a partir de la cámara de pruebas, donde el flujo tiene una velocidad adecuada y una estabilidad preferente, lo que reduce la turbulencia, disminuyendo por lo tanto las pérdidas en el grupo.

En lo referente al soplante mismo, deben de tenerse en cuenta ciertos factores fundamentales para su buen funcionamiento:

- 1) La relación existente entre la fuerza de sustentación producida por el perfil y la resistencia al avance del mismo deberá estar comprendida entre los valores de 80 y 50. Sin embargo, una relación de 50 puede ser suficiente, ya que en este rango la eficiencia no varía mucho, según puede apreciarse en la gráfica de la figura 2.8.

donde:

$\eta_h$  = Eficiencia de la hélice  
 $S$  = Fuerza de sustentación  
 $F_f$  = Resistencia al avance o arrastre  
 $J$  = Coeficiente de funcionamiento o razón de avance local.

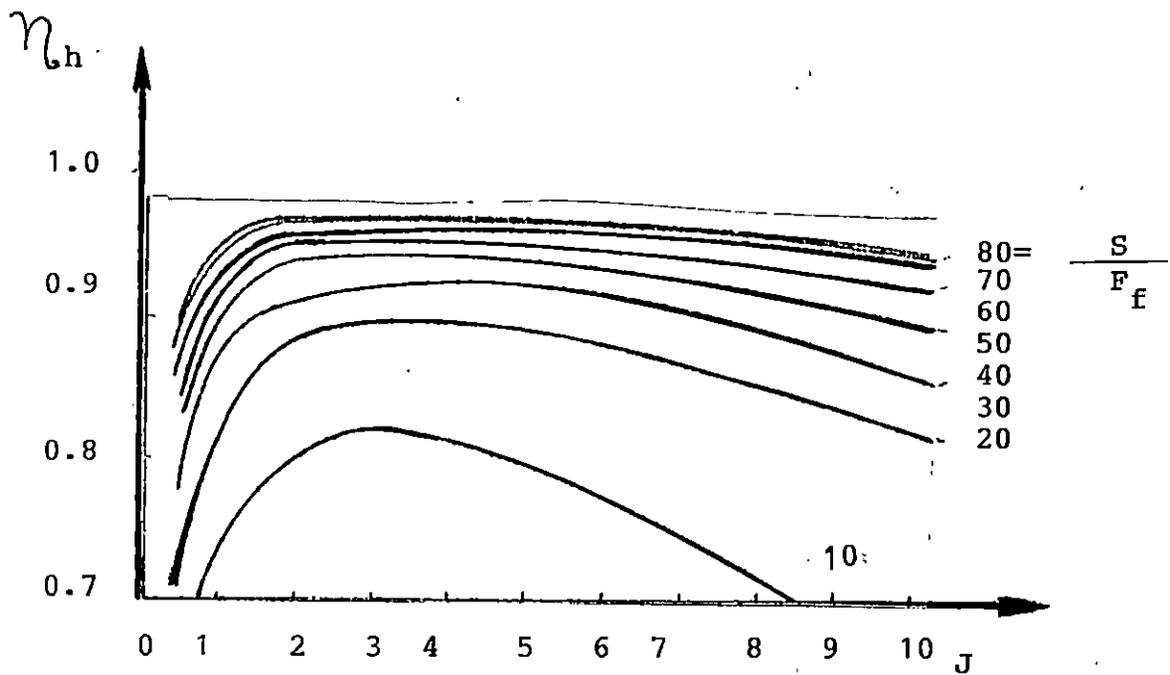


fig. 2.8 eficiencia de la helice

- 2) Para obtener una relación  $S/F_f$  de por lo menos 50, es necesario que el perfil sea esbelto, teniendo como espesor máximo el 5% de la longitud de la cuerda. Es necesario también que la paleta de la hélice se comporte como una paleta de longitud infinita, para lo cual se trata de utilizar de ésta solo las puntas o sea la parte más plana. Esto, como se verá más tarde al tomar en consideración ciertas características que influyen en el funcionamiento eficiente de una hélice. Para lograr esto, las palas van incrustadas en un bloque cilíndrico (cubo) de forma alargada, un poco cónica en dirección del flujo, que además de dejar sólo la parte más eficiente de la paleta para el trabajo, constituye una base de la hélice más sólida desde el punto de vista mecánico.

Este cilindro contribuye a mejorar la calidad del flujo, para lo cual se le da cierto ángulo de convergencia en la parte cónica antes mencionada, este ángulo es por lo general  $7^\circ$ . En el gráfico de la figura 2.9 podemos observar la relación de pérdida por medio del factor de reducción, que afecta directamente a la eficiencia, con la relación de los diámetros del cuerpo cilíndrico y de la hélice.

Siendo  $\theta$  = Factor de reducción del rendimiento  
 $D_c$  = Diámetro del cuerpo cilíndrico  
 $D_h$  = Diámetro de la hélice  
 $D_t$  = Diámetro interno del túnel en la zona de colocación de la hélice.

Teóricamente el diámetro del cuerpo cilíndrico es de 0.6 a 0.7  $D_t$ . Sin embargo, el valor de 0.3 a 0.5  $D_t$  es el utilizado en la práctica.

Debido a que las puntas de las palas de la hélice deben estar lo más cerca posible de las paredes del túnel, de acuerdo con las posibilidades mecánicas del material, podemos considerar con cierta aproximación que:  $D_c \cong D_h$

La longitud del cilindro que actúa como base de la hélice deberá ser suficiente de acuerdo a los requerimientos del flujo. Se tomará en cuenta el costo del cilindro, así como las grandes pérdidas en que se incurriría al ser éste demasiado largo.

Factor de reduccion  
del rendimiento

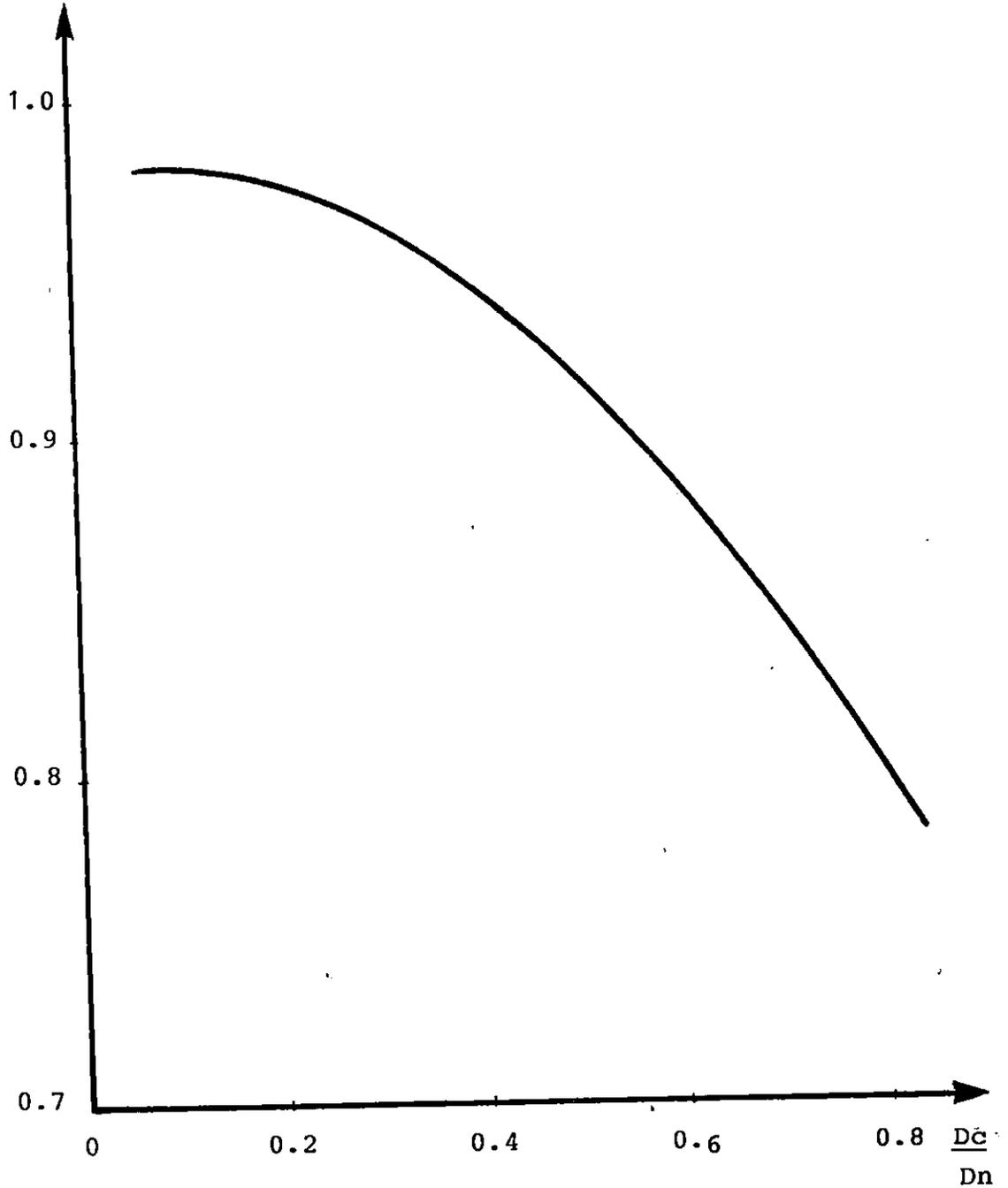


fig. 2.9 INFLUENCIA DEL CUERPO CILINDRICO  
SOBRE EL RENDIMIENTO.

- 3) El número de palas que como mínimo puede tener la hélice del ventilador está regulada por la exactitud requerida en las mediciones, lo cual está íntimamente relacionada con la estabilidad del flujo. Sin embargo, es conveniente que exista el mayor número posible de paletas para lograr la condición de un flujo permanente, el cual viene determinado por la cuerda de la paleta y el diámetro del cuerpo cilíndrico, tomando en cuenta la resistencia mecánica del conjunto, así como la interferencia permitida por el traslape de las paletas (figura 2.7).

Las condiciones de velocidad requerida en las paletas del ventilador son:

- a) La velocidad en la punta de la pala no deberá ser mayor a Mach 0.6 para evitarse problemas de compresibilidad del flujo.
- b) El número de Reynolds a través de la cuerda de la paleta, para un radio  $r = 0.75 R_p$  tomado desde el centro de rotación, no deberá ser menor de 700,000 para poder mantener baja la resistencia aerodinámica del perfil.

- 4) La velocidad angular del ventilador deberá ser bastante alta, lo que además de hacer más eficiente la hélice, hace que el motor ocupe menos espacio, dado que su tamaño está relacionado directamente con la velocidad angular, como se puede ver en la ecuación siguiente.

$$P_e = M_e * 2\pi N_s$$

Siendo  $P_e$  = Potencia de entrada (lb-pie/seg)  
 $N_s$  = Revoluciones por segundo  
 $M_e$  = Momento o torque de entrada (lb-pie)

En general, los parámetros que afectan la eficiencia global de flujo del sistema ventilador-rectificador son  $S/F_f$  (razón sustentación - resistencia al avance o arrastre),  $J$  (coeficiente de funcionamiento) y  $n$  (rotación) cuya relación viene expresada por:

$$\eta_v = \frac{\frac{J}{\pi} \left( \frac{S}{F_f} - \frac{J}{\pi} \right) + \frac{1}{2} \cdot \frac{nJ}{\pi} \cdot \left( 1 - \frac{1}{2} \cdot \frac{nJ}{\pi} \right)}{\frac{S}{F_f} \cdot \frac{J}{\pi} + \left( 1 - \frac{1}{2} \cdot \frac{nJ}{\pi} \right)}$$

Siendo  $\eta_v$  = Eficiencia global del sistema ventilador-rectificador.  
 $S$  = Fuerza de sustentación  
 $F_f$  = Arrastre o fuerza de resistencia al avance  
 $n$  = Rotación (tg  $\theta$ )  
 $J$  = Coeficiente de funcionamiento

Existen ciertos coeficientes tomados como base para el diseño eficiente de una hélice. Estos son  $C_s$  y  $K_s$ , coeficientes adimensionales que relacionan la potencia efectiva y la

velocidad del flujo  $V_f$  en el extremo de la pala de la hélice, de acuerdo a la relación.

$$Cs = V_f \sqrt[5]{\frac{\rho}{Pn^2}}$$

Y

$$Ks = \frac{V_f}{n} \sqrt{\frac{\rho V^2}{P}}$$

Estos coeficientes sirven de base para la obtención de los parámetros dimensionales de la hélice de acuerdo a una gráfica como la de la figura 2.10, la cual varía según sea el perfil de la pala y el número de palas que tenga la hélice.

Donde:

- $\eta_m$  = eficiencia de propulsión o empuje.
- $\alpha_a$  = Angulo de la pala a 0.75 R
- $R_p$  = Radio de la hélice o longitud radial de la pala.

El coeficiente adimensional  $C_{qs}$  es utilizado también como criterio para el diseño de la hélice en sustitución de  $Cs$  y  $Ks$ .

$$C_{qs} = V_{\xi} \sqrt{\frac{\rho D_h^3}{Mh}}$$

Siendo  $\rho$  = Densidad  
Mh= Torque de la hélice  
 $D_h$ = Diámetro de la hélice

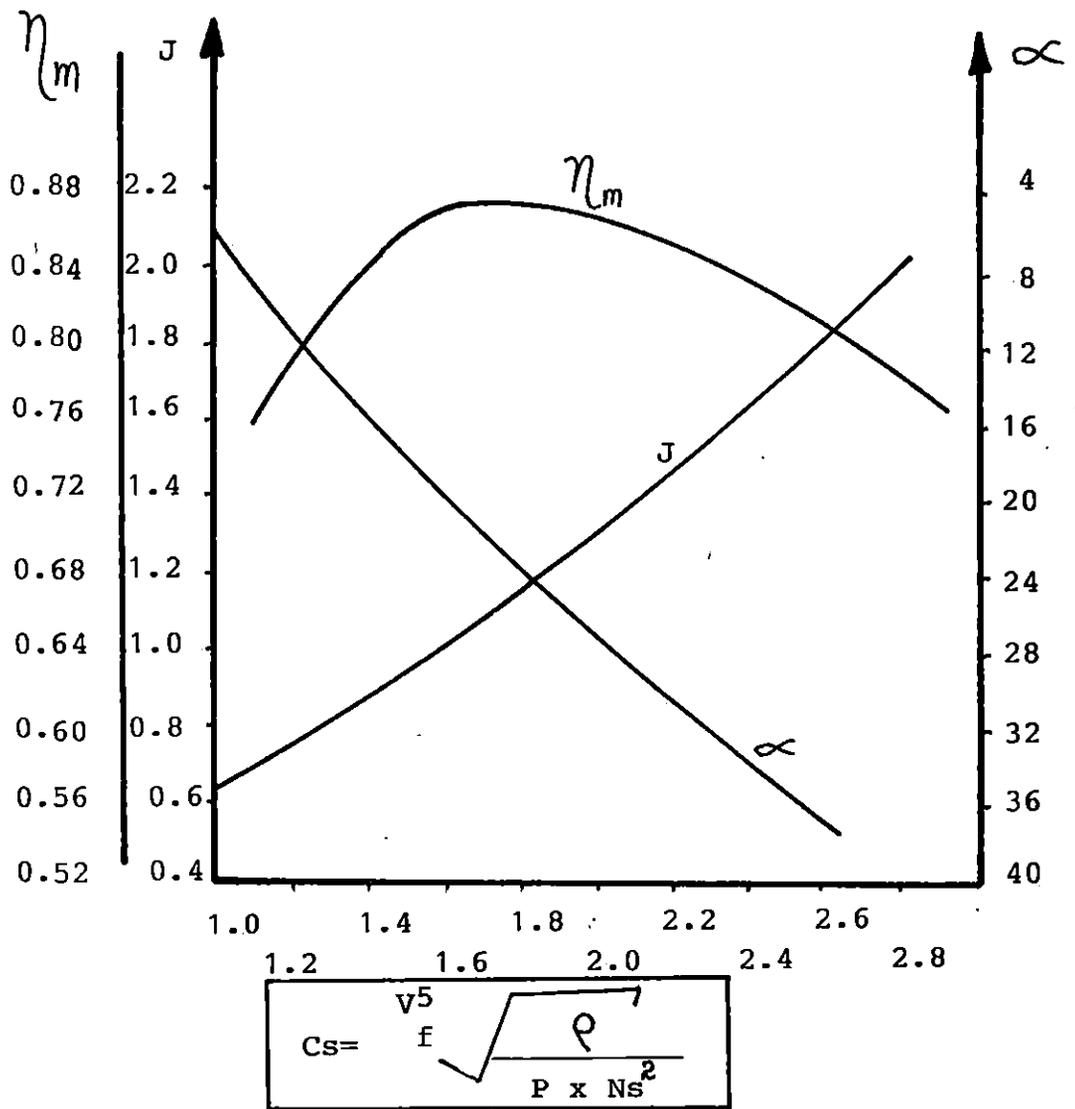
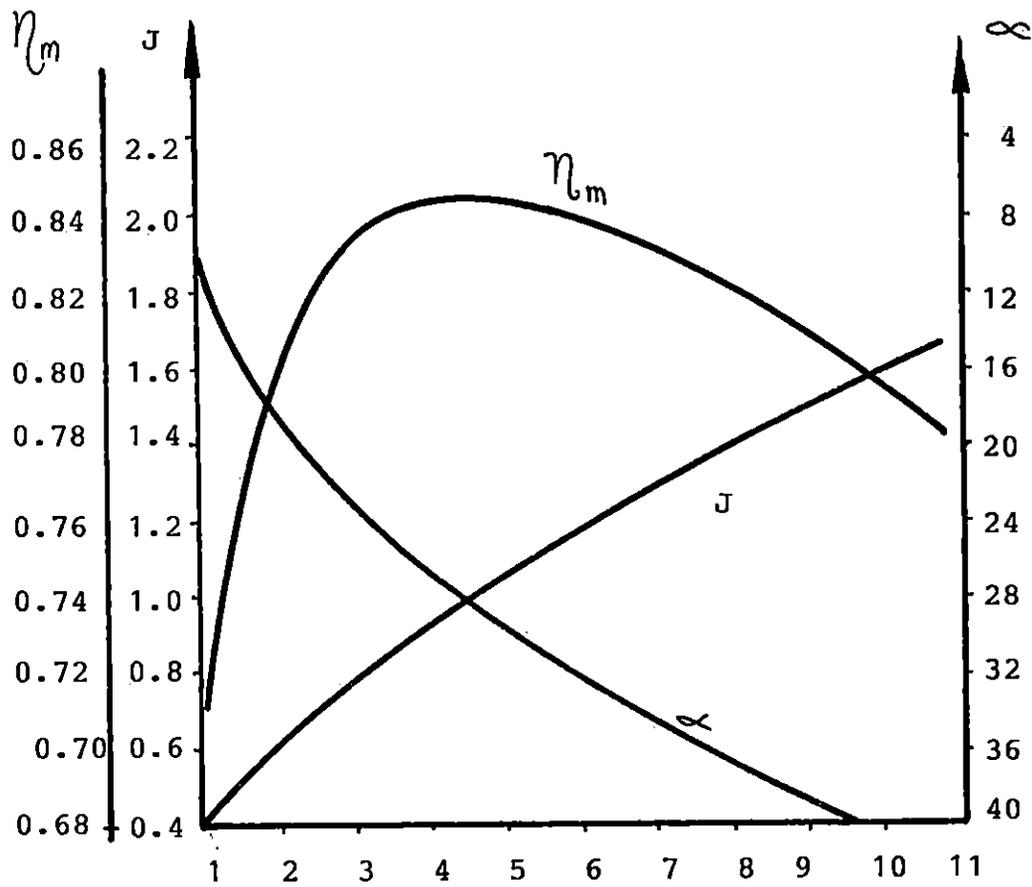


Figura 2.10 A



$$K_s = \frac{V_f}{N_s} \sqrt{\frac{\rho V^3}{P}}$$

Figura 2.10 B

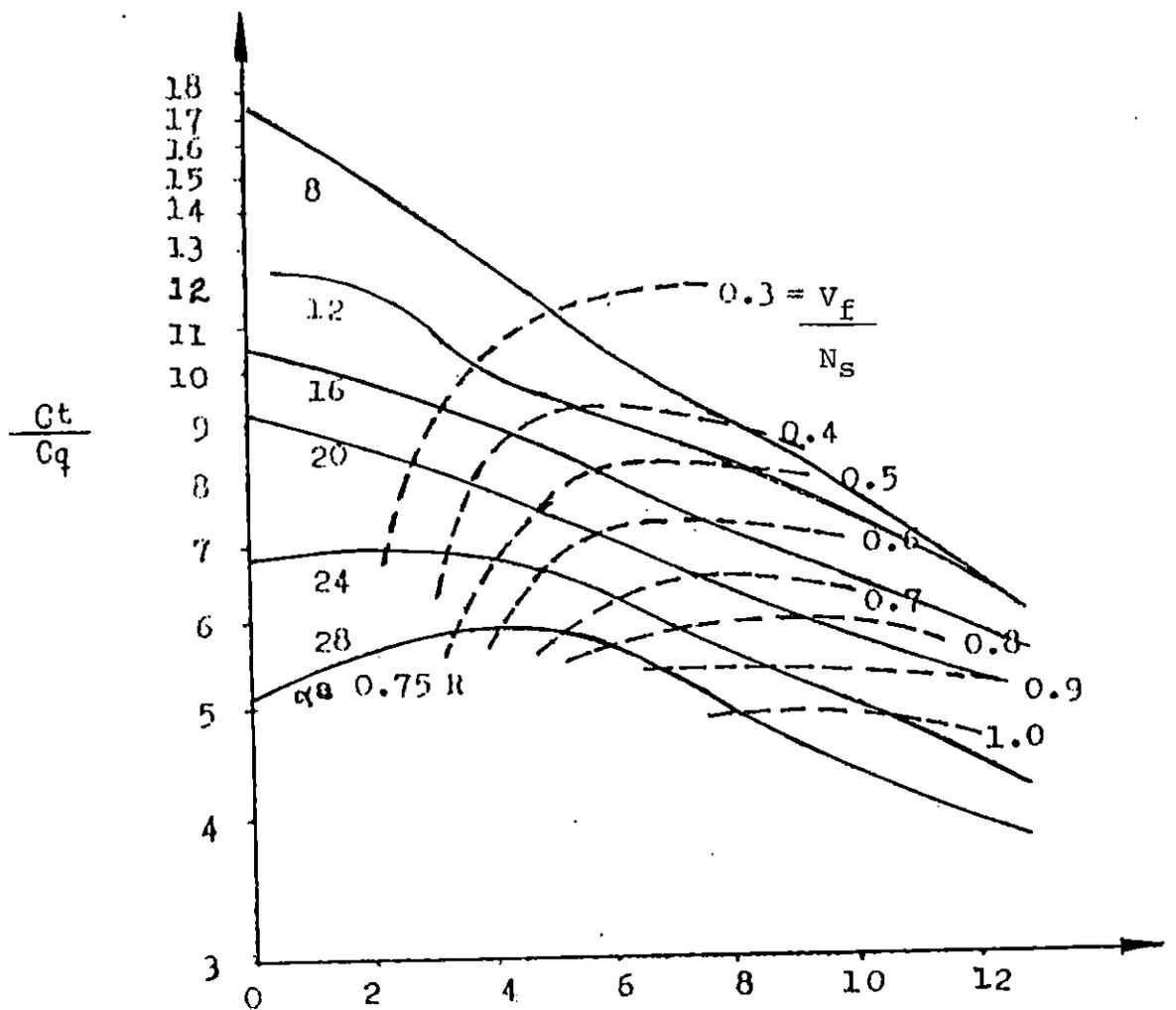


Fig. 2.11

$$C_{qs} = V_f Dh/Mh$$

$C_{qs}$  es utilizado como criterio de diseño cuando se conocen los parámetros  $D_h$  (diámetro de la hélice) y  $Mh$  (torque aplicado a la hélice) de acuerdo al gráfico de la figura 2.11 donde  $Mh$  permanece constante.

Siendo

$$CT = \text{Coeficiente de Tracción} = \frac{T_e}{\rho N s^2 D_h^4}$$

$$C_{tor} = \text{Coeficiente de torque} = \frac{M_h}{\rho N s^2 D_h^5}$$

Donde :

$$\begin{aligned} T_e &= \text{Tracción efectiva} = T_{teórica} - X \\ X &= \text{Pérdidas de tracción por deslizamiento} \\ \rho &= \text{Densidad de fluido} \end{aligned}$$

En los túneles de viento, las pérdidas totales, las características del flujo y las dimensiones son conocidas de antemano, lo que induce a utilizar como criterio para el diseño del grupo generador de flujo el coeficiente  $C_{qs}$ .

Otro factor importante que es necesario considerar son las pérdidas en las puntas de las palas, las cuales influyen indirectamente sobre el rendimiento de la hélice.

Debido a la influencia de la velocidad y las pérdidas de energía correspondientes, el diámetro ( $D_h$ ) de la hélice se ve reducido en el flujo creado en un factor:

$$\frac{D_e}{D_h} = 1 - \frac{1.386}{N_p} \cdot \frac{J}{\sqrt{1+J^2}}$$

Donde:

$D_c$  = Diámetro del flujo en la cara de salida de la hélice  
 $D_h$  = Diámetro de la hélice  
 $N_p$  = Número de palas de la hélice  
 $J^p$  = Coeficiente de funcionamiento =  $V_f / (N_s \cdot D_h)$

$$J = \frac{V_f}{N_s \cdot D_h}$$

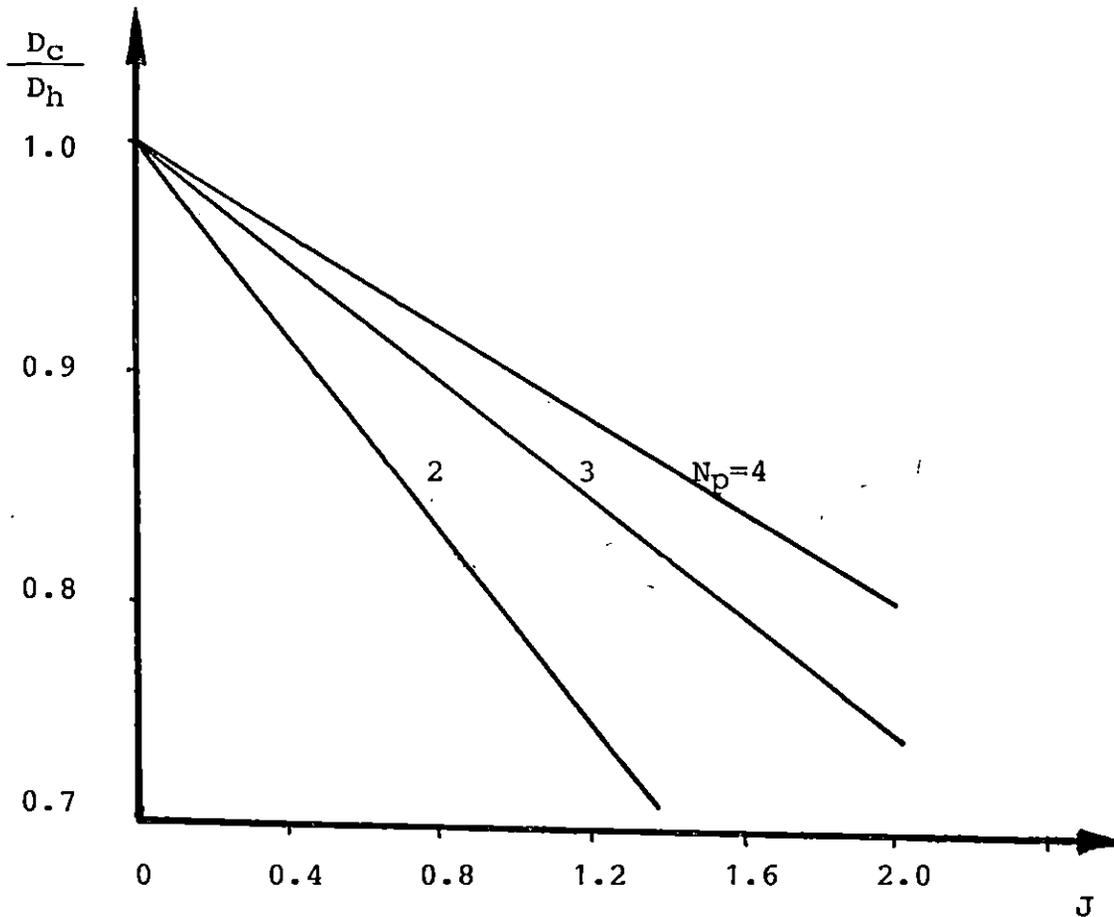


Figura 2.12 Influencia del número de palas sobre el flujo.

La gráfica de la figura 2.12 representa esta función. Puede observarse que cuanto mayor es el número de palas  $N_p$  en la hélice, menor es la contracción que sufre el flujo al aumentar

el valor de  $J$ , siendo esta una consideración muy importante como refuerzo al criterio anteriormente expuesto de que el número de palas de la hélice deberá ser el mayor posible.

Sin embargo, la velocidad periférica en las puntas de las palas debe ser de Mach 0.6 debido a que a velocidades superiores el rendimiento de la hélice empieza a disminuir, al ser afectado el flujo por el efecto de la compresibilidad. La potencia necesaria para hacer girar la hélice a velocidades mayores es desproporcionada. Se necesita una gran potencia para un incremento pequeño en la velocidad de rotación de la hélice.

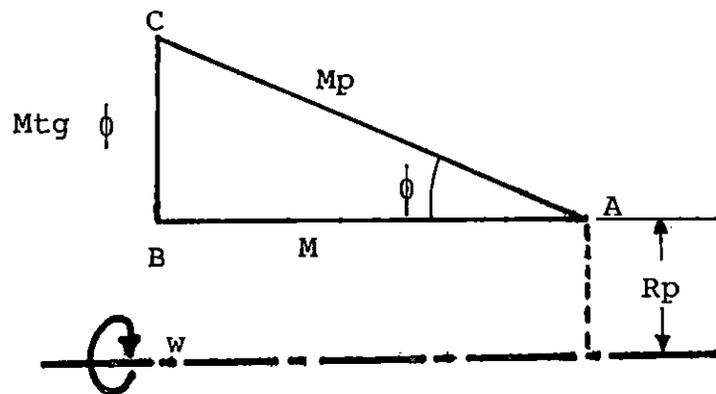
El número de Mach en la punta de las palas ( $M_p$ ) puede ser calculado según la relación:

$$M_p = M \cdot \sqrt{1 + \left(\frac{\Pi}{J}\right)^2}$$

que proviene de:

Del triángulo ABC se obtiene:

$$M_p^2 = M^2 + (M \cdot \operatorname{tg} \Phi)^2$$



Representación esquemática del número de Match en la punta de la paleta

Tenemos también:

$$n = \text{rotacion} = \text{tg } \phi = \frac{\omega R}{V_{Ax}}$$

$$\omega = 2\pi Ns$$

Por lo que:

$$\text{tg } \phi = \frac{2\pi Nsr}{V_{Ax}} = \frac{Ns\pi D_n}{V_{Ax}}$$

Pero como:

$$J = \frac{V_{Ax}}{nD_h} \therefore \frac{1}{j} = \frac{nD_h}{V_{Ax}}$$

Sustituyendo en la ecuación

$$\operatorname{tg} \phi = \frac{\pi}{J}$$

de donde:

$$M_p^2 = M^2 + \left( M \cdot \frac{\pi}{J} \right)^2$$

$$M_p^2 = M^2 \left[ 1 + \left( \frac{\pi}{J} \right)^2 \right]$$

por lo que:

$$M_p = M \sqrt{1 + \left( \frac{\pi}{J} \right)^2}$$

Un factor importante desde el punto de vista tanto mecánico como aerodinámico es el espesor de la pala ( $e$ ), dado que cuanto mayor es este menor es la eficiencia de la pala, por lo que en general se adoptan los espesores de acuerdo con la relación:

$$e = I \cdot L$$

Siendo:  $e$ = Espesor de la pala  
 $I$ = Constante de proporcionalidad, expresada por lo general en porcentaje.  
 $L$ = Cuerda de la pala (ancho)

En la práctica el valor de  $e$  está limitado por la resistencia mecánica del material, por lo que en general se adopta un valor para  $I= 0.07$



En la gráfica de la figura 2.13 puede observarse el comportamiento de la hélice para diferentes espesores de pala.

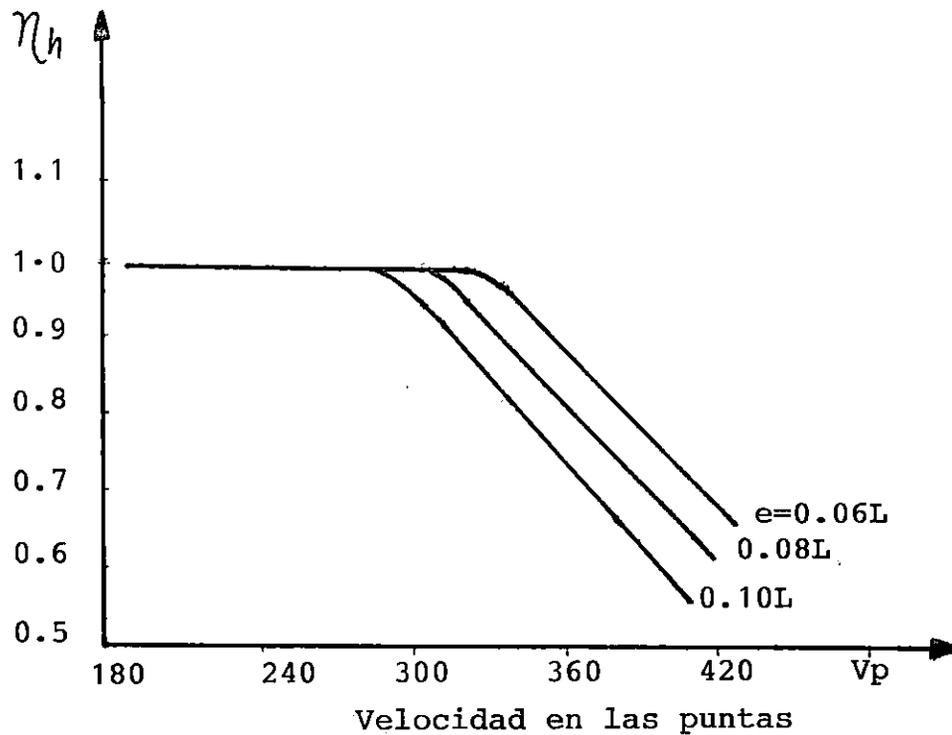


Figura 2:13

El ángulo de incidencia de la punta de la pala influye en forma considerable sobre las pérdidas en la hélice, siendo las pérdidas mayores cuanto mayor es este ángulo para velocidades relativamente pequeñas. De esto se deduce que para túneles de viento que operan a diversos regímenes de flujo, es necesario poder variar este ángulo para obtener una hélice eficiente, a cualquier régimen.

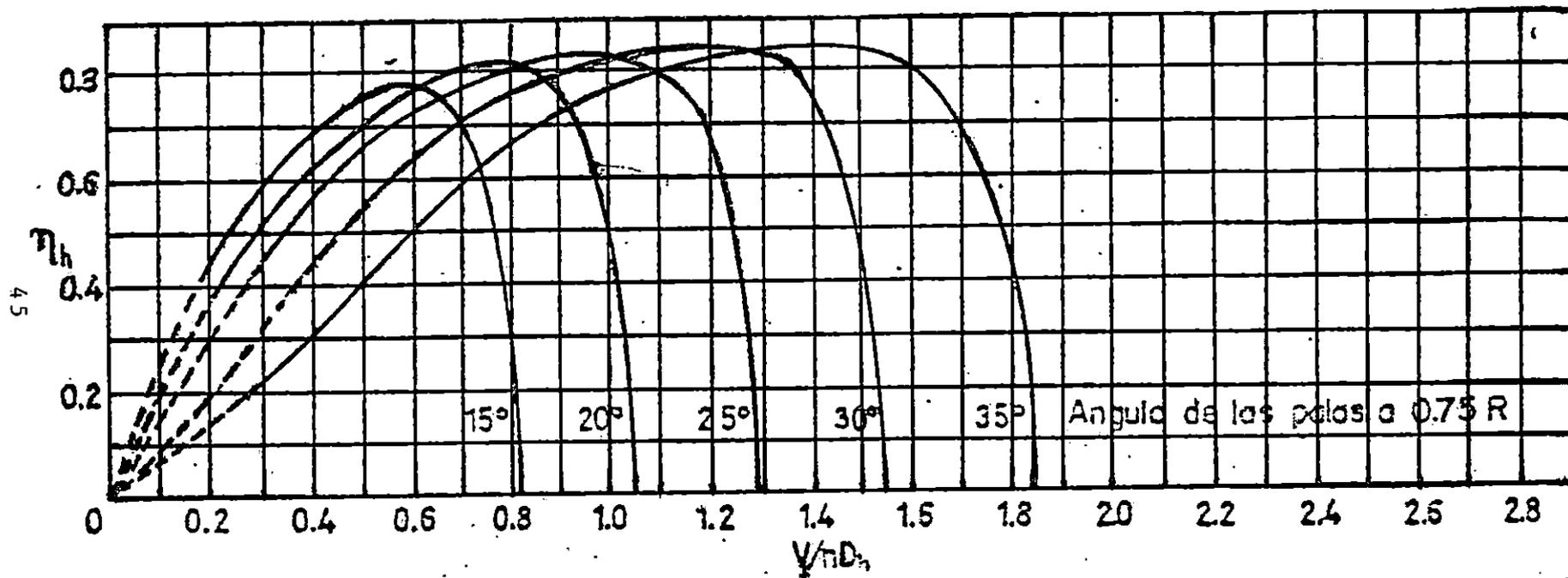


FIG. 2.14. Rendimiento de la hélice 5868-R6, R.A.F. 6 de dos palas.

De la gráfica de la figura 2.14 puede observarse que para que el rendimiento sea máximo para un ángulo  $\alpha$  determinado, es necesario tener un valor de  $J$  único para el cual se cumpla la condición de eficiencia máxima. Se puede entonces dejar constante la velocidad de rotación de la hélice ( $N$ ) para un cierto rango de valores de velocidad de flujo y variando solo el ángulo de incidencia de la pala (llamado también paso de la hélice) con lo que se obtiene siempre una eficiencia máxima para cada régimen.

Sin embargo, es necesario poder variar también el número de revoluciones para obtener con los dos controles (el de  $N$  y  $\alpha$ ) la condición más favorable para una situación específica.

## FUENTE MOTRIZ DEL VENTILADOR

En los primeros túneles de viento, el control del régimen de flujo sobre el modelo se realizaba mediante el control de paso de la hélice del ventilador. Sin embargo, variando tanto el paso de la hélice como el número de revoluciones del ventilador se puede obtener un control más exacto de las condiciones del flujo imperante sobre el modelo. En túneles de viento de dimensiones medianas, el control de la velocidad angular del ventilador provee al túnel de un control adecuado sobre el flujo. Debido a la efectividad de control sobre el flujo que se obtiene con los sistemas de velocidad variable, deben ser considerados como principal fuente de fuerza motriz para el ventilador.

### Grupo Motor-Generador de Corriente Continua.

El conjunto está compuesto por un motor de corriente alterna trifásica, acoplada a un generador de corriente continua, el que a su vez alimenta el motor de corriente continua del ventilador. Es un método excelente para el control de la velocidad del ventilador para potencias hasta de 200 Hp.

Arreglo en Serie de un Motor de Corriente Directa y un Motor Asíncrono de Inducción.

Se ocupa el primero para potencias bajas o para accionar el grupo inicialmente cuando se va a trabajar con potencias altas, -ayudando así a alcanzar la velocidad de trabajo del motor asíncrono más fácilmente. El motor asíncrono se utiliza para potencias más elevadas, lográndose una eficiencia satisfactoria del grupo para potencias arriba de 300 HP.

Acople Magnético de Velocidad Variable.

En este tipo de arreglo se utiliza un motor sincrónico el cual está acoplado al ventilador por medio de una unión magnética, que permite el perfecto control de la velocidad desde cero hasta un máximo dado por la velocidad sincrónica del motor.

Variador de Frecuencia

Con un motor sincrónico acoplado a la hélice del ventilador puede regularse la velocidad de este por medio de un variador de frecuencia en la corriente de alimentación del motor, de acuerdo a la relación:  $n_p = 120 f$

donde:    N: RPM del motor  
          #<sub>p</sub>: Número de polos del motor  
          f: Frecuencia de alimentación

Desde el punto de vista económico, este método, no es muy favorable.

Turbinas Hidráulicas.

Con ellas se puede obtener un control bastante preciso de la velocidad, así como la obtención de potencias elevadas.

#### **Sistema Generador de Aire Comprimido**

Debido a la gran potencia que sería necesario dar a una hélice para poder obtener las condiciones de flujo necesarias para los regímenes supersónicos e hipersónicos, se ha optado por utilizar, tales casos, aire comprimido como el principal generador del flujo.

Para lograr tal objetivo es necesario utilizar algún equipo y accesorios tales como: Compresores, tanques de almacenamiento, tubería de distribución, recalentadores, etc.

### 2.1.2.3 Difusor

La sección situada inmediatamente después de la Cámara de Pruebas en la dirección del flujo es llamada Difusor. La función principal de éste es la de disminuir la velocidad del flujo y por lo tanto, las pérdidas por fricción en el resto del túnel, que varían con el cubo de la velocidad, así como también mantener las mejores condiciones posibles del flujo.

Para lograr la disminución deseada en la velocidad del fluido, es necesario que el difusor modifique su sección transversal a medida que se aleja de la cámara de pruebas. En túneles supersónicos e hipersónicos esta área disminuye. En cambio en los túneles subsónicos la divergencia debe lograrse lo más rápido posible, pero sin permitir que el fluido se separe de las paredes, lo que crearía turbulencia, aumentando las pérdidas por fricción. Debido a este fenómeno se ha encontrado experimentalmente que el ángulo de difusión debe oscilar entre  $5^\circ$  y  $8^\circ$  dependiendo de las características del modelo. Así para un modelo de alta resistencia o arrastre un ángulo de  $5^\circ$  a  $5.5^\circ$  sería aconsejable, pudiéndose utilizar ángulos mayores para pruebas en modelos de menor

resistencia al avance.

Sin embargo, para lograr ángulos mayores en el difusor de un túnel subsónico, se han utilizado aparatos que hacen que el flujo permanezca unido a las paredes a pesar de la gran divergencia de éstas. Entre los principales dispositivos utilizados se pueden mencionar:

Rejillas: Dispositivos a manera de tamices, con una longitud en dirección del flujo de aproximadamente seis veces el diámetro del área transversal unitaria del tamiz, que contribuyen a mantener el flujo junto a la pared disminuyendo el flujo en un frene de velocidad uniforme. Son los dispositivos más utilizados.

Generadores de Vórtices: Son por lo general secciones de alas fijas a la pared del túnel inmediatamente después de la cámara de pruebas. Su finalidad principal es aumentar la presión dinámica del área cercana a la pared, lográndose de esta manera mantener el flujo junto a la pared.

Ranuras Controladoras de Barrera: Son ranuras

colocadas a la entrada del difusor, con las que se puede gobernar la distribución de presión dinámica en el difusor. Por lo general se utilizan en túneles de circuito abierto.

#### 2.1.2.4. Intrumentos de Medición Y Aparatos de Observación del Flujo

La necesidad de conocer los valores de los parámetros tanto del flujo como del modelo, hace indispensable el uso de cierto tipo de aparatos a los cuales se les da el nombre genérico de Instrumentos de Medición, en esta sección se presentan los usos y principios de algunos de estos dispositivos que son utilizados en los diferentes túneles de viento conocidos.

##### **Manómetros:**

El aparato más útil e imprescindible en cualquier prueba en un túnel de viento es el manómetro, el cual está destinado a medir las fluctuaciones de la presión tanto en el flujo como en las proximidades del modelo. El tipo de manómetro generalmente utilizado es el diferencial de columna líquida con tinturas especiales, lo que provee una rápida

lectura. La clase de líquido utilizado depende del grado de exactitud que debe ser obtenido en las lecturas. Con líquidos de escasa viscosidad pueden obtenerse lecturas con exactitudes hasta de milésimas de pulgada.

Una variación del manómetro simple es el manómetro múltiple, que consta de varios manómetros simples, que están dispuestos en un mismo tablero, pudiendo obtenerse así la lectura de presión simultánea en tantos puntos del túnel como manómetros se tenga. Estos manómetros múltiples son aparatos de una importancia muy grande en la experimentación de modelos en túneles de viento.

#### **Tubos Pitot:**

Para la determinación de la presión total llamada también: Presión de estancamiento, (suma de la presión estática y de la presión dinámica) se cuenta con el tubo de Pitot, en cuya figura se han esquematizado también las líneas de corriente. Justo en la embocadura del tubo, punto 1, se forma un punto de estancamiento: La velocidad allí se reduce a cero y la presión según la ecuación de Bernoulli para un tubo de corriente, queda así:

$$\frac{p_1}{\rho g} + z_1 + \frac{v_1^2}{2g} = \frac{p_2}{\rho g} + z_2 + \frac{v_2^2}{2g}$$

pero como en 1 y 2 reinan condiciones estáticas, es decir,  $v_1 = v_2 = 0$  y  $z_2 - z_1 = L$ , entonces:  $p_1 = p_2 + \rho g L$ :  
Presión total o de estancamiento, tubo de Pitot.

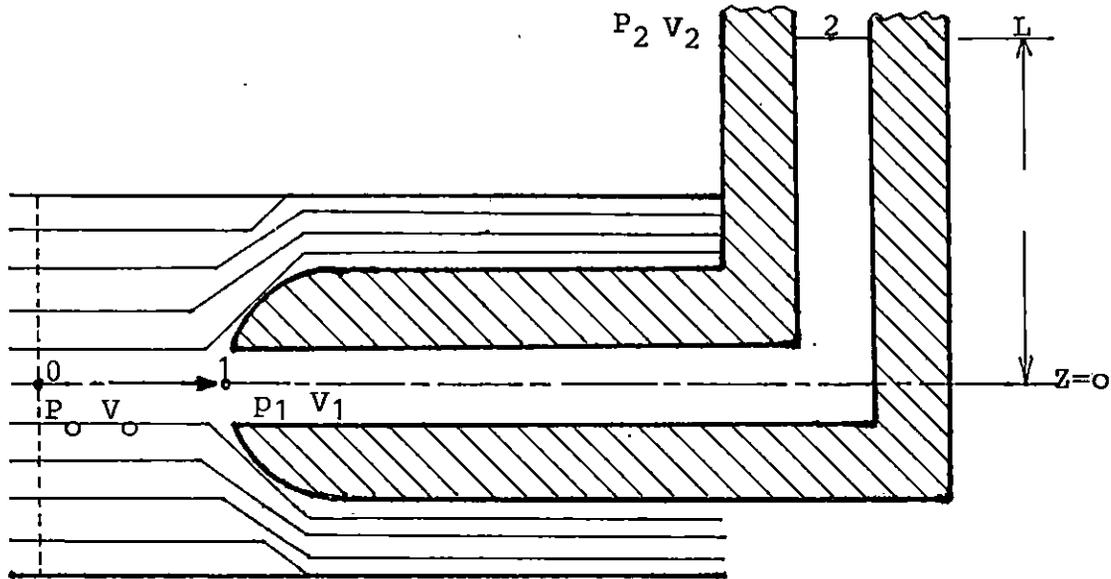


figura 2.15 tubo de pitot y líneas de corriente alrededor del mismo.

Esta diferencia de presiones se puede leer mediante un manómetro diferencial o ser transmitida por un sistema mecánico o eléctrico a un cuadrante graduado, en el cual pueden leerse directamente los valores de la velocidad o de la presión en el punto considerado.

La construcción del tubo de Pitot, de acuerdo a las experiencias obtenidas en ciertos laboratorios,

debe de regirse a ciertas normas estrictas para el dimensionado.

Considerando la figura 2.16 se puede decir que:

La sección del tubo puede ser cuadrada o circular, por lo que el agujero frontal A encargado de obtener la lectura de la carga dinámica puede ser a su vez cuadrado o circular.

Los agujeros de medición de la carga estática deben estar situados respecto a la parte frontal del tubo, a una distancia de 3 a 8 diámetros (D) dependiendo del tipo de construcción de estas: Prandtl o Standard.

El dimensionado general de estos aparatos está referido al diámetro exterior (D) del tubo. Este puede verse en la figura 2.16.

Respecto a la exactitud de las lecturas puede decirse que es buena, teniendo cuidado de operar este instrumento de acuerdo a las indicaciones siguientes:

Si el tubo de Pitot se inclina más de  $3^\circ$  con respecto a las líneas de flujo, existirá error en

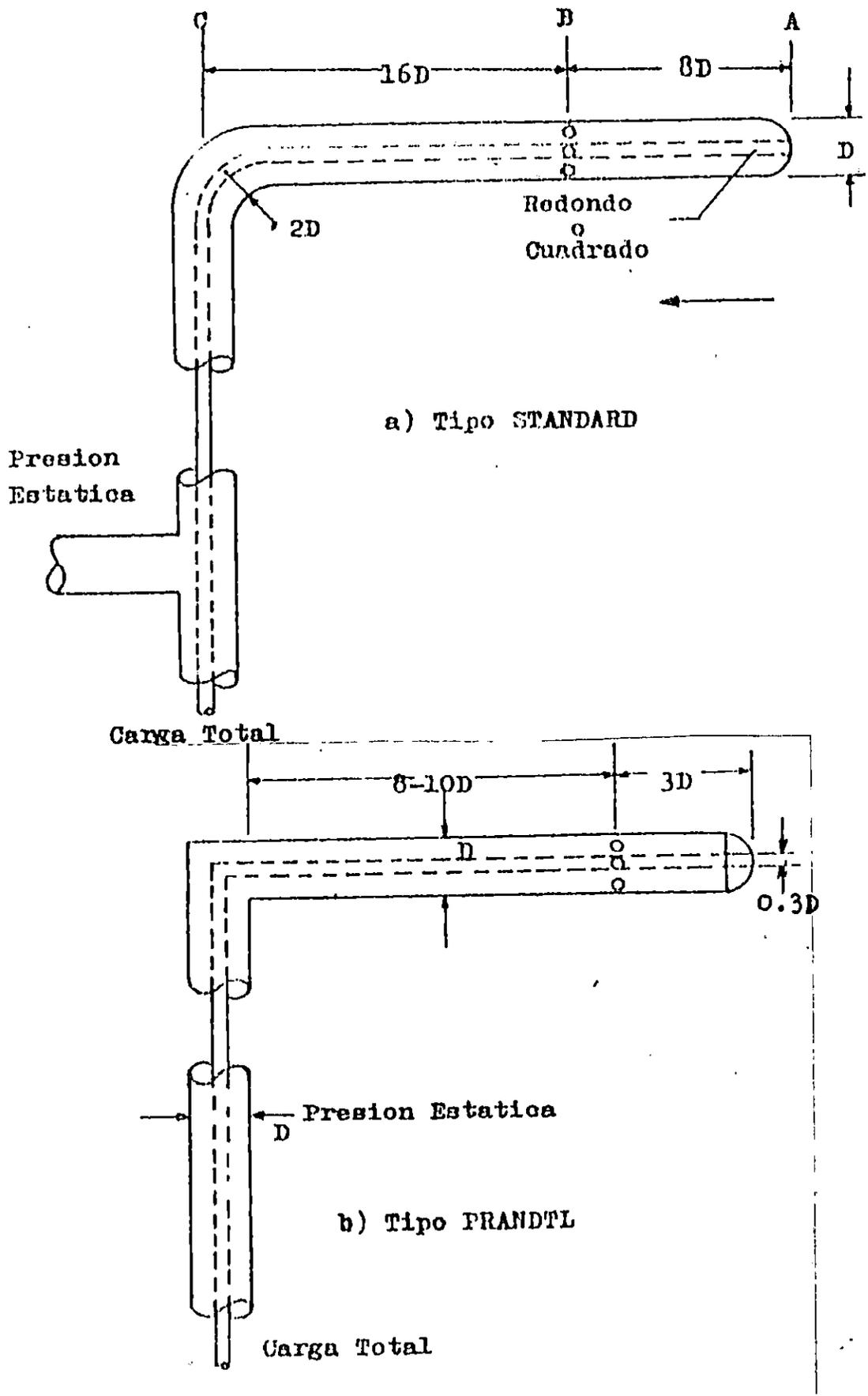


Figura 2.16 Dimensionado relativo para Tubos Pitot

la lectura de carga total independientemente del tamaño del orificio.

El error de medición será apreciable cuando la lectura del tubo de Pitot se obtiene a bajos números de Reynolds o muy cerca de las paredes del túnel.

El error debido a la localización de los orificios de la carga estática puede deberse a dos causas:

Demasiadas líneas de flujo en la punta reducen la presión a lo largo del tubo produciéndose una lectura menor que la real, y la existencia de una región de alta presión adelante hace que la indicación de presión estática sea muy elevada. Sin embargo, con una localización correcta de los orificios estos efectos pueden ser anulados.

#### **Tubo de Prandtl**

Prandtl combinó en un solo instrumento un tubo de Pitot y un tubo piezométrico: El tubo de Pitot mide la presión total; el tubo piezométrico mide la presión estática, y el tubo de Prandtl mide la diferencia de las dos, que es la presión dinámica. Es muy usado en los laboratorios con líquidos y

gases, siendo el instrumento standard para medir la velocidad del aire en aerodinámica y la velocidad y el caudal en los ventiladores.

En la figura 2.17 se muestra un tubo de Prandtl introducido en una corriente de fluido de densidad, conectado a un manómetro diferencial, cuyo liquido manométrico tiene una densidad  $\rho_m$ .

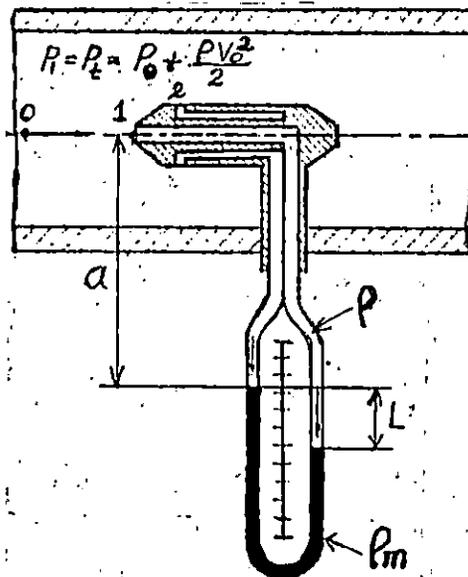


Fig. 2.17

El tubo de Prandtl, al igual que el tubo de Pitot, al ser introducido en el fluido produce una perturbación que se traduce en la formación en 1 de un punto de estancamiento, de manera que

$$p_1 = p_t \quad ; \quad V_1 = 0$$

En el punto 0 la corriente no perturbada tiene la presión  $P_0$  y la velocidad  $V_0$  que es la velocidad que queremos medir.

El punto 1 se elige a la entrada del tubo de Pitot y el punto 2, donde se indica en la figura. En el punto 2 lo que hay en realidad es un tubo piezométrico con diversas entradas laterales que no perturban la corriente y que miden por lo tanto la presión estática.

Despreciando en primera aproximación las diferencias de alturas de velocidad y geodésicas entre los puntos 0 y 2 que suelen ser muy pequeñas por ser el tubo muy fino y estar la corriente en 2 prácticamente normalizada después de la perturbación en 1, se tendrá, despreciando también las pérdidas.

$$V_2 = V_{ot}$$

$$P_2 = P_0$$

donde  $V_{ot}$  es la velocidad teórica en la sección 0. Ecuación de Bernoulli entre 0 y 1 ( $Z_0, Z_1, v_1 = 0$ : punto de estancamiento).

$$P_0 + \rho \frac{V_{ot}^2}{2} = P_1$$

Como:

$$p_2 = p_0, \text{ entonces: } p_1 - p_2 = \rho \frac{V_{ot}^2}{2}$$

Por otra parte, yendo de 1 a 2 por el interior del manómetro, estando tanto el fluido principal como el líquido manométrico en reposo, se podrá aplicar la ecuación fundamental de la hidrostática entre 1 y 2

$$p_1 = p_2 + \rho g a + \rho_m g l - \rho g l - \rho g a$$

De las dos ecuaciones anteriores se deduce finalmente que:

$$\rho \frac{V_{ot}^2}{2} = (\rho_m - \rho) g l$$

presión dinámica teórica, tubo de Prandtl

Despejando en la ecuación anterior tendremos que:

$$V_{ot} = \sqrt{\frac{2g(\rho_m - \rho)}{\rho} l}$$

En la práctica  $V_2$  es algo mayor que  $V_0$  y que  $T_0$ , y

por tanto, según la ecuación generalizada de Bernoulli  $p_2$  algo menor que  $p_0$ . Además en el punto 1 si el eje del tubo de Prandtl está inclinado con relación a las líneas de corriente puede producirse una velocidad distinta de cero y por tanto una presión  $p_1 < p_t$ . La velocidad real  $V_0$  no es, pues, la expresada por la ecuación anterior, sino la siguiente:

$$V_0 = C_1 \sqrt{\frac{2g(\rho_m - \rho)}{\rho} h_1}$$

(velocidad real de la corriente, tubo de Prandtl)

donde  $C_v$ : coeficiente de velocidad del tubo de Prandtl, que oscila ente 0,01 y 1.03 y que se determina experimentalmente. Sin embargo, si el tubo de Prandtl se orienta paralelamente a las líneas de corriente, puede hacerse aproximadamente  $C_v=1$

El dimensionado de los tubos de Prandtl de ejecución corriente está normalizado y puede verse en la Figura 2.18.

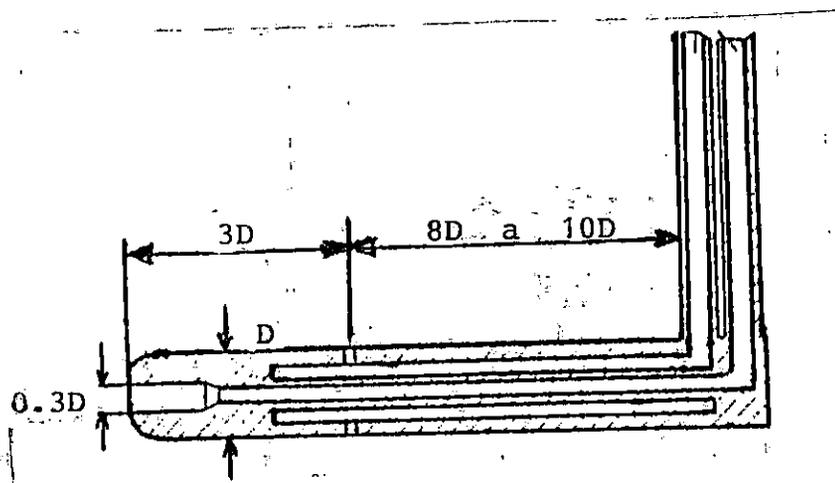


Fig. 2.18

DIMENSIONES NORMALIZADAS DE UN TUBO DE PRAND

**Diafragma**

Un diafragma, es una placa de metal, bronce, acero inoxidable, etc. que lleva un orificio circular de diámetro "d" concéntrico con el eje de la tubería de diámetro D, donde se instala entre dos bridas provistas de las juntas de estanqueidad convenientes. Por su sencillez de construcción son muy usadas para medir caudales tanto en líquidos como en gases, en las secciones 0 y 2 se hacen las tomas piezométricas que se conectan a un manómetro diferencial.

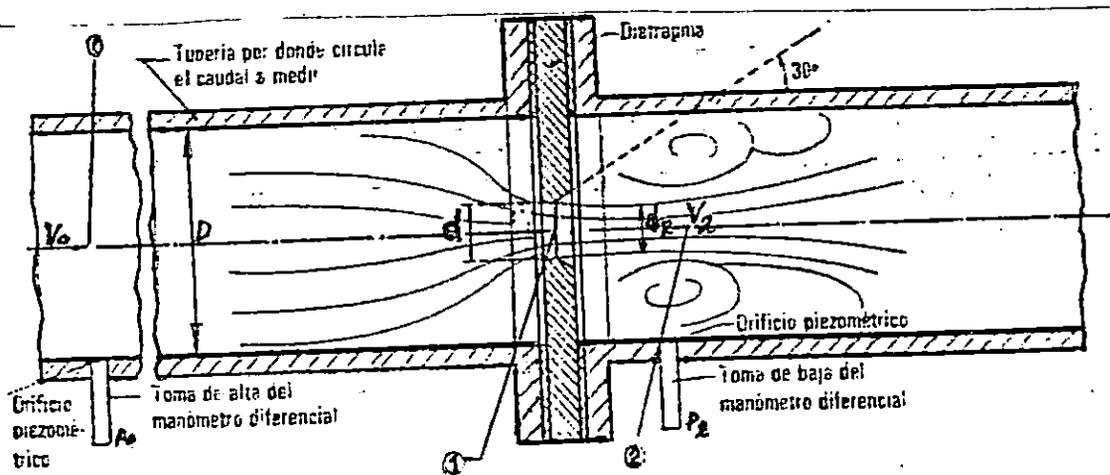


Fig. 2.19

DIAFRAGMA

La fórmula para calcular el caudal; según la ecuación de Bernoulli entre las secciones 0 y 2.

$$\frac{p_0}{\rho g} + z_0 + v_0^2 - H_{ro-2} = \frac{p_2}{\rho g} + z_2 + \frac{v_2^2}{2g}$$

luego

$$\left( \frac{p_0}{\rho g} + z_0 \right) - \left( \frac{p_2}{\rho g} + z_2 \right) = h_0 - h_2 = H_{ro-2} + \frac{v_2^2}{2g} - \frac{v_0^2}{2g}$$

donde:  $h_0 - h_2$ : diferencia de alturas piezométricas entre las secciones 0 y 2.

Las pérdidas  $H_{r0-2}$  pueden expresarse como fracción de la velocidad  $V_1$ , entonces:  $H_{r0-2} = \zeta V_1^2/2g$ , donde  $\zeta$ : coeficiente de pérdidas.

Por la ecuación de continuidad:

$$V_0 \frac{\pi D^2}{4} = V_1 \frac{\pi d^2}{4} = V_2 \frac{\pi d_2^2}{4}$$

$V_0$  donde  $d_2$ : es el diámetro de la llamada vena contracta, entonces:  $V_0 = V_1 (d/D)_2$  y  $V_2 = V_1 (d/d_2)^2$  si se hace  $\alpha = d/d_2$  y  $\beta = d/D$ , tendremos al sustituir:  $h_0 - h_2 = (\zeta + \alpha - \beta^4) V_1^2/2g$ , donde;

$$V_1 = \frac{1}{\sqrt{\zeta + \alpha^4 - \beta^4}} \sqrt{2g (h_0 - h_2)}$$

$$Q = \frac{\pi d^2}{4} \cdot \frac{1}{\sqrt{\zeta + \alpha^4 - \beta^4}} \sqrt{2g (h_0 - h_2)}$$

Luego si:

$$A_2 = \frac{\pi d^2}{4}$$

$$Cq = \frac{1}{\sqrt{\tau + \alpha^4 + \beta^4}}$$

entonces:

$$Q = Cq A_2 \sqrt{2g (h_0 - h_2)}$$

Caudal real

#### Medición de Temperatura del Flujo

Es necesario, cada vez que se opera un túnel, llevar un registro de la temperatura.

La importancia de este registro es debida a las variaciones que sufre el flujo en sus parámetros adimensionales, números de Reynolds y de Mach, con la temperatura.

Las mediciones de temperatura en corrientes de flujo de alta velocidad resultan difíciles algunas veces, debido a que una sonda estacionaria debe medir la temperatura del flujo que se lleva al reposo en la superficie de la sonda. Conforme la velocidad del flujo se reduce a cero, la energía cinética se convierte en energía térmica y se evidencia como un incremento de temperatura. En

flujo subsónico la medición se ve afectada de forma mínima por efecto de la temperatura.

#### **Aparatos Auxiliares para la Observación del flujo**

Existen varios métodos para observar los efectos ocasionados en el flujo por los diferentes modelos utilizados en las pruebas. La visualización del flujo sobre los diferentes modelos es de gran importancia, dado que cualquier obstrucción en el flujo se notará en seguida pudiéndose mejorar así el modelo en forma experimental.

El método más utilizado para la observación del flujo en las capas adyacentes al modelo es el de las tiras de lana o algodón, las cuales van fijadas al modelo por medio de cintas adhesivas, con cierta separación entre ellas. Por lo general se pueden colocar a 15, 30, 45, 60, y 75% de la cuerda y especialmente donde puede preverse una contracción o turbulencia.

Además de este método se utilizan según el tipo del modelo, su forma y los objetivos del experimento. Los métodos de visualización por medio de

sustancias viscosas, humo y fotografía basada en las sombras producidas por la diferente densidad de las ondas de choque, en los regímenes supersónicos e hipersónicos.

Las sustancias viscosas son sumamente utilizadas para determinar las líneas de pérdida de sustentación a medida que éstas progresan, determinándose así las características del modelo respecto del mayor ángulo de ataque posible, a velocidades determinadas.

El método de observación basado en la emisión de humo se utiliza con el fin similar al de las tiras de fibra, lográndose así la visualización de los puntos de mayor turbulencia y concentración de líneas de flujo.

**Aparatos destinados a medir esfuerzos y momentos de los Modelos: Balanzas.**

Una de las operaciones más importantes que se efectúan en los túneles de viento es la de obtener los valores de las diferentes fuerzas aerodinámicas que actúan sobre un modelo durante la prueba. Esta información se obtiene por medio de balanzas

especiales, cuyo uso depende del tipo de información deseada y de la forma del modelo que será sometido a la prueba. En este apartado no se profundizará debido a lo extenso del tema y que sale del objetivo que persigue el presente trabajo.



2.1.3 CONSIDERACIONES SOBRE LAS PERDIDAS DE ENERGIA EN UN TUNEL DE VIENTO SUBSONICO

La totalidad de las pérdidas de energía de túneles de viento se deben principalmente a la sumatoria de:

- 1) Las pérdidas por fricción del flujo sobre paredes y partes constituyentes del túnel, y
- 2) Las pérdidas por contracción y divergencia en el colector y difusor del túnel.

Las pérdidas por lo general están dadas como caída en la presión estática  $\Delta p$ , ó como coeficiente de pérdida  $Y$  que es igual a:

$$Y = \frac{\Delta p}{P_{din}}$$

siendo  $Y$  = Coeficiente de pérdidas de energía  
 $\Delta p$  = Caída en presión estática  
 $P_{din}$  = presión dinámica

Para poder determinar el total de pérdidas de energía en un túnel de viento es útil descomponer el túnel en secciones, encontrar las pérdidas para cada una y después efectuar la sumatoria de las mismas así:

### Pérdidas en secciones cilíndricas:

Las pérdidas en secciones cilíndricas dependen en gran parte de dos parámetros: a) La longitud de las secciones y b) La rugosidad relativa.

Para superficies de una rugosidad relativa bastante baja o sea una superficie "lisa", el coeficiente de fricción debido a la rugosidad de la superficie es de la forma:

$$C_f = \frac{F_f}{A_f \frac{1}{2} \rho V_f^2}$$

Siendo  $F_f$  = Resistencia al avance debida a la fricción de la superficie  
 $A_f$  = área expuesta al flujo  
 $\rho$  = densidad del flujo  
 $V_f$  = velocidad del flujo

Sin embargo,  $C_f$  se puede escribir también de la forma siguiente:

$$C_f = K \phi(Re)$$

Siendo  $K$  = coeficiente sin dimensiones

$$\phi(Re) = Re^n \quad (n < 0)$$

$Re$  = Número de Reynolds

O sea que  $C_f$  depende del número de Reynolds y de la rugosidad relativa de la pared.

Ahora bien, el cómputo de las pérdidas en caída de la presión estática de una sección cilíndrica de paredes lisas de diámetro  $D$  y longitud  $L_1$  esta dada por:

$$\Delta P_{01} = 4Cf_1 \left( \frac{\rho}{2} \right) V_1^2 \cdot \frac{1}{D_1} \int_0^{L_1} dL$$

$$\Delta P_{01} = 4Cf_1 \cdot \frac{\rho}{2} \cdot \frac{V_1^2}{D_1} L_1$$

Siendo  $\Delta P_{01}$  = Caída de presión estática entre las secciones consideradas 0 y 1

$Cf_1$  Coeficiente de fricción en 1

$V_1$  = Velocidad del flujo

$D_1$  = Diámetro de la sección 1

$L_1$  = Long. entre las secciones consideradas (0 y 1)

Para las secciones cónicas comprendidas en el colector (parte anterior a la cámara de pruebas) y el difusor (parte posterior a la misma) la energía de presión perdida debido a la fricción viene expresada por:

$$\Delta P_{oc} = 4 \left( \frac{\rho}{2} \right) V_2^2 D_2^4 \int_0^{L_c} Cf \cdot \frac{dL}{D^5}$$

Siendo  $\Delta P_{oc}$  = sumatoria de las pérdidas para conducto cónico longitud  $L_c$ .

$V_2$  = Velocidad media de entrada (sección 2 considerada)  
 $D_2$  = Diámetro de entrada (sección 2 considerada)  
 $C_f$  = Coeficiente de fricción  
 $L_c$  = Longitud del conducto cónico considerado  
 $D$  = Diámetro variable, dependiendo de la conocida del conducto.

Para las rejillas y demás sistemas utilizados para mantener la dirección del flujo así como para mantener constantes las frentes de velocidad y presión a lo largo de la cámara de pruebas, el cómputo puede hacerse de manera similar. Por ejemplo, para rejillas de panal (Honey Comb).

- 1) Se computan las pérdidas para cada uno de los canales que componen la rejilla, utilizándose el procedimiento para secciones cilíndricas lisas.
- 2) El total de pérdidas obtenido para la rejilla viene dado por

$$\Delta p_{r_i} \cdot m = \Delta p_r$$

Siendo  $\Delta p_{r_i}$  = pérdidas en cada canal componente de la rejilla.

$\#c$  = número de canales que componen la rejilla

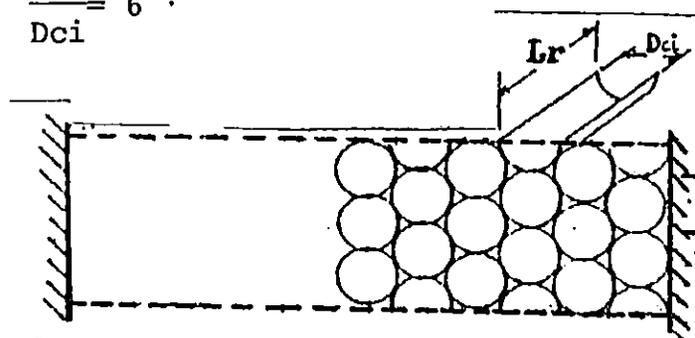
$\Delta p_r$  = Caída total de presión debido a la fricción en la rejilla.

Sin embargo, estas pérdidas por lo general se computan de una manera experimental con patrones ya establecidos teniéndose coeficientes de pérdidas para cada tipo de rejilla, así para:

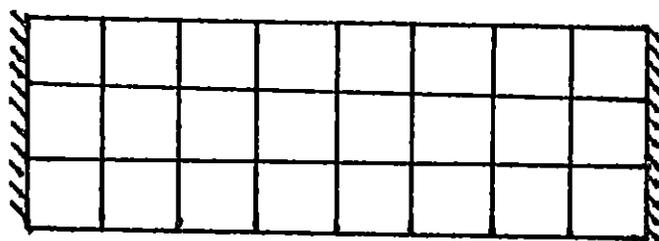
Lr: Longitud de la rejilla

Dci: Diámetro del circuito inscrito

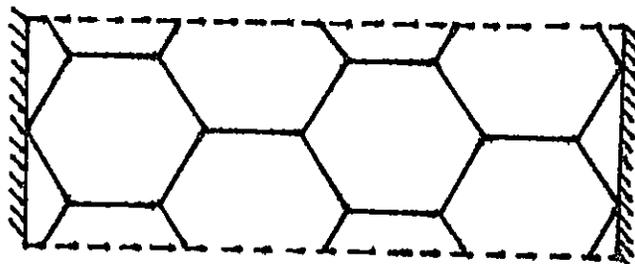
$$\frac{Lr}{Dci} = 6$$



Y=0.30



Y=0.22



Y=0.20

Fig. 2.20  
Coeficientes de pérdidas para diferentes tipos de rejillas.

Rejilla con canales cilíndricos puestos uno contra el otro

$$f= 0.30$$

Rejilla con canales cuadrados puestos uno contra el otro

$$f= 0.22$$

Rejilla con canales hexagonales puestos uno contra el otro

$$f= 0.2$$

La relación entre la longitud de la rejilla y el diámetro de cada canal es alrededor de 6.0 o sea que

$$\frac{L_r}{D_{ci}} \cong 6$$

Siendo  $L_r$  = Longitud de la rejilla en sentido del flujo  
 $D_{ci}$  = Diámetro aparente de cada canal (se llama aparente porque se utiliza para figuras no circulares el diámetro del círculo circunscrito dentro de la figura). Sin embargo, como se vió al principio de esta sección, las pérdidas pueden ser también analizadas y valoradas en forma de coeficientes de pérdidas, los cuales están referidos a la energía del flujo a la entrada de la cámara de pruebas.

El coeficiente de pérdidas referido a la energía del flujo a la entrada de la cámara de pruebas está definido como:

$$Y_0 = \frac{p}{P_{din}} \cdot \frac{P_{din}}{P_{0din}} = Y \frac{P_{din}}{P_{0din}}$$

Siendo

$Y_0$ = Coeficiente de pérdidas referido a la entrada de la cámara de pruebas.

$Y$ = Coeficiente de pérdida de una sección cualquiera considerada.

$P_{din}$ =Presión dinámica en el flujo de referencia.

Teniendo en cuenta que la carga dinámica varía inversamente con la cuarta potencia del diámetro del túnel, se puede escribir.

$$D_0^4 P_{0din} = D^4 P_{din}$$

Sustituyendo en la ecuación anterior  $Y_0$ , tenemos:

$$Y_0 = Y \frac{D_0^4}{D^4}$$

Siendo  $D_0$ = Diámetro base del flujo a la entrada de la cámara de prueba.

$D$ = Diámetro del túnel en cualquier punto estudiado.

La energía en una sección cualquiera puede ser ponderada por:

$$Y \frac{1}{2} \rho A \cdot V^3$$

La cual al ser referida al flujo a la entrada de la

cámara de pruebas obtiene la forma:

$$\Delta p = Y \frac{1}{2} \rho A_1 V^3 x \frac{A_0 V_0 x V_0^2}{A_0 V_0 x V_0^2}$$

$$\Delta p = Y \frac{1}{2} \rho A_0 V_0^3 x \frac{A_1 V x V^2}{A_0 V_0 x V_0^2}$$

$$\Delta p = Y \frac{1}{2} \rho A_0 V_0^3 x \frac{P_{din}}{P_{0din}} = Y \frac{1}{2} \rho A_0 V_0^3 \cdot \frac{D_0^4}{D^4}$$

O sea que

$$\Delta p = Y_0 \frac{1}{2} \rho \cdot A_0 V_0^3$$

Siendo  $A_0$  = Area de la sección de pruebas  
 $A$  = Area de la sección considerada o referida

Para las secciones cilíndricas, la caída de presión para una longitud  $L$  es:

$$\frac{\Delta p}{L} = \frac{\lambda}{D} x \rho / 2 x v^2.$$

por lo que

$$\Delta p = \lambda \frac{L}{D} \cdot \rho / 2 v^2$$

Siendo  $\lambda$   $\equiv$  Cf de la ecuación de caída de presión estática entre las secciones consideradas 0 y 1.

Con:

$$Y_0 = Y \cdot \frac{D_0^4}{D^4} \quad \text{y} \quad Y = \left( \lambda \frac{L}{D} \right)$$

Tenemos:

$$Y_0 = \lambda \cdot \left( \frac{L}{D} \right) \left( \frac{D_0^4}{D^4} \right)$$

$\lambda$  = Coeficiente de rozamiento que depende de la rugosidad de la superficie y el número de Reynolds al cual se opera.

$\lambda$  = Se puede obtener de gráficas similares a la de la fig. 2.11 en las cuales los parámetros que la determinan son el número de Reynolds y el coeficiente de rozamiento.

$c/d$  = rugosidad relativa siendo  $c_1 > c_2$

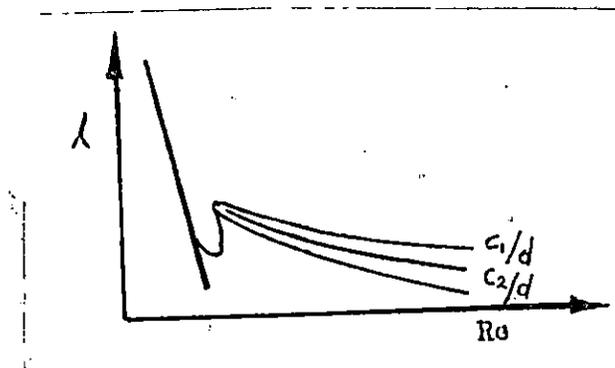


DIAGRAMA DE MOODY

Fig. 2.21 Coeficiente de rozamiento en función de  $Re$  y  $c/D$

Para secciones divergentes las pérdidas vienen dadas por la suma de las pérdidas por rozamiento y por expansión por lo que el coeficiente de pérdida puede ser expresado



por

$$Y_0 = \left( \frac{\lambda}{\operatorname{tg} \theta/2} + 0.6 \operatorname{tg} \theta/2 \right) \left( 1 - \frac{D_1^4}{D_2^4} \right) \cdot \frac{D_0^4}{D_1^4}$$

Siendo  $\theta$  = ángulo de divergencia del difusor  
D1 = Diámetro menor  
D2 = Diámetro mayor

De aquí se puede ver que a menor ángulo de expansión las pérdidas producidas son menores hasta que las pérdidas por fricción son excesivas o sea que esto más el costo de difusores demasiado largos determinan la longitud y ángulo apropiado para el difusor, el cual tiene un valor aproximado de  $7^\circ$ .

Una vez conocidas las pérdidas y teniendo el total de energía perdida a través del túnel de viento es necesario conocer la energía que ha de suministrarse al flujo para poder obtener los requerimientos del régimen deseado y compensar además las pérdidas de los elementos constituyentes. Por lo general, la cantidad de energía que hay que suministrar a un túnel subsónico varía entre 3 y 7 veces las pérdidas totales en el túnel de viento. Se puede definir lo que se llama relación de energía (RE):

$$RE = \frac{1}{\sum y_0} = \frac{(P_{din} A V)}{550\eta \cdot bhp}$$

Siendo

$P_{din}$  = Presión dinámica en la cámara de pruebas (lbs/pie<sup>2</sup>)

A = Area de la cámara de pruebas (pie/seg)

V = Velocidad en la cámara de pruebas (pie/seg)

$\eta$  = Eficiencia del ventilador (sistema generador de flujo)

bhp = Potencia necesaria del motor (caballos al freno)

### CAPITULO III

#### 3.0 MONOGRAFIA DEL BANCO DE PRUEBAS DE VENTILADORES AXIALES

En este capítulo es una monografía del Banco didáctico de Puebas de Ventiladores Axiales P 884, fabricado por ISI Impianti de Génova (Italia), el cual es mostrado la siguiente página.

El banco, cuyo fin es educativo, posee una planta generadora de flujo consistente en un ventilador axial de doble etapa, manejados por motores eléctricos independientes, los cuales están montados en soportes intermedios en un cuerpo circular. Un panel eléctrico permite poner en marcha y parar los motores y medir la potencia eléctrica.

El panel de control, equipado con manómetros diferenciales permite medir la presión y la velocidad del flujo en diferentes puntos del conducto principal.

El banco puede ser completado con Venturis y tubos de Pitot; y obturadores de flujo de tipo de compuerta simple regulable, compuerta de múltiples hojas, de guillotina y de múltiples aberturas; además se puede dotar de un canal de viento con balanzas dinamométricas.

Para medir la descarga de aire posee una instrumentación estándar consistente en un diafragma calibrado y un tubo de pitot.

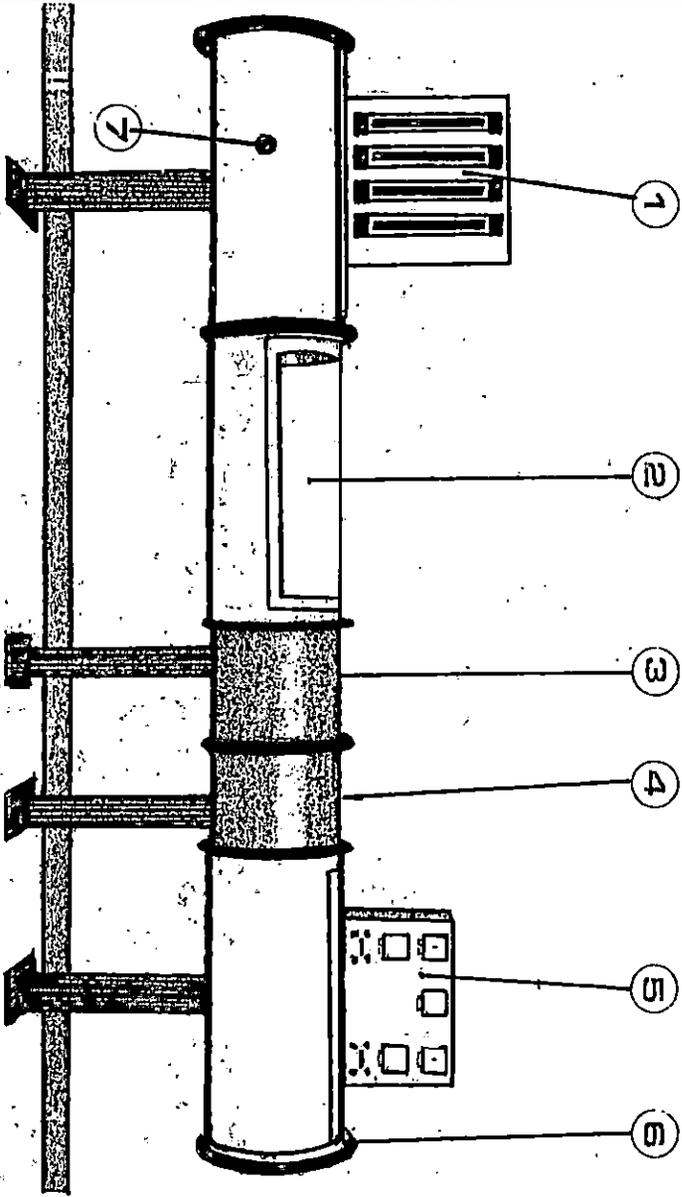


FIGURA 3.1

7	TUBO DE PITOT
6	DIAPHRAGMA NORMALIZADO
5	PANEL ELECTRICO
4	VENTILADOR AXIAL, PRIMERA ETAPA
3	VENTILADOR AXIAL, SEGUNDA ETAPA
2	TUBO TRANSPARENTE
1	PANEL DE CONTROL NEUMATICO

VENTILADORES AXIALES

		DATA 5 1 1973	
Corso Solferino, 1-4 GENOVA			

Las diferentes clases de máquinas de manejo de aire son clasificadas de acuerdo a la cantidad de carga de presión que son capaces de desarrollar entre los puntos de succión y de descarga.

Las clases principales son:

- a) Ventiladores Centrifugos: En los cuales la corriente de aire establece un flujo centrífugo. Se clasifican por la forma de los álabes o aletas del impulsor, pudiendo estar curvadas hacia adelante, hacia atrás y radiales (rectas).
  
- b) Compresores: En estos se logra la mayor diferencia de presiones entre la entrada y la salida, el método de lograr estas altas diferencias de presión es variado, y la formas comunes son por émbolo, compresores rotativos volumétricos y turbocompresores.
  
- c) Ventiladores Axiales: En que la corriente de aire se establece axialmente a través del rodete; a su vez se clasifican en ventiladores de hélice, tubo axial y con aletas directrices.

Se centrará el trabajo en los ventiladores axiales debido a que el túnel está equipado con ellos. Luego de una descripción física y cualitativa del túnel se presentaran las condiciones en que este fue encontrado, así como las actividades tendientes a su reconstrucción; presentando seguidamente un presupuesto para estimar los costos.

En general, con el uso de ventiladores la compresión está limitada a un cambio de densidad de aproximadamente 7% en cada etapa. En el manejo de aire con ventiladores se busca principalmente vencer las pérdidas ocasionadas por la fricción del flujo y la compresión es relativamente despreciable.

El banco usa un ventilador axial de dos etapas, el cual es impulsado por hélices montadas en cuerpos circulares. Este tipo de ventiladores son utilizados cuando es predominante lograr alguna altura de presión, tal como se requiere en un sistema de ductos.

Los dos ventiladores del banco son exactamente iguales, pero contrarotativos, obteniendo así un flujo axial real, naturalmente esto es si ambos están en funcionamiento. Esto sustituye las paletas rectificadoras de flujo utilizadas en otros sistemas.

Cada etapa es manejada por su propio motor y cada uno de estos tiene su respectivo control de arranque y parada.

Los datos particulares de cada etapa son:

- Diámetro del impulsor	480 mm
- Número de paletas	6
- Aro exterior	Ninguno
- Angulo de paso	25°
- Velocidad Nominal	3600 rpm
- Capacidad de manejo de aire	7282 m <sup>3</sup> /h
- Altura de presión estática	44 mm.W.C.
- Altura total de presión	52 mm.W.C.
- Potencia requerida	2.9 HP

- |                      |      |
|----------------------|------|
| - Potencia instalada | 5 HP |
| - Eficiencia total   | 54 % |

Los ventiladores estan preparados para manejar aire a una temperatura menor a 40°C.

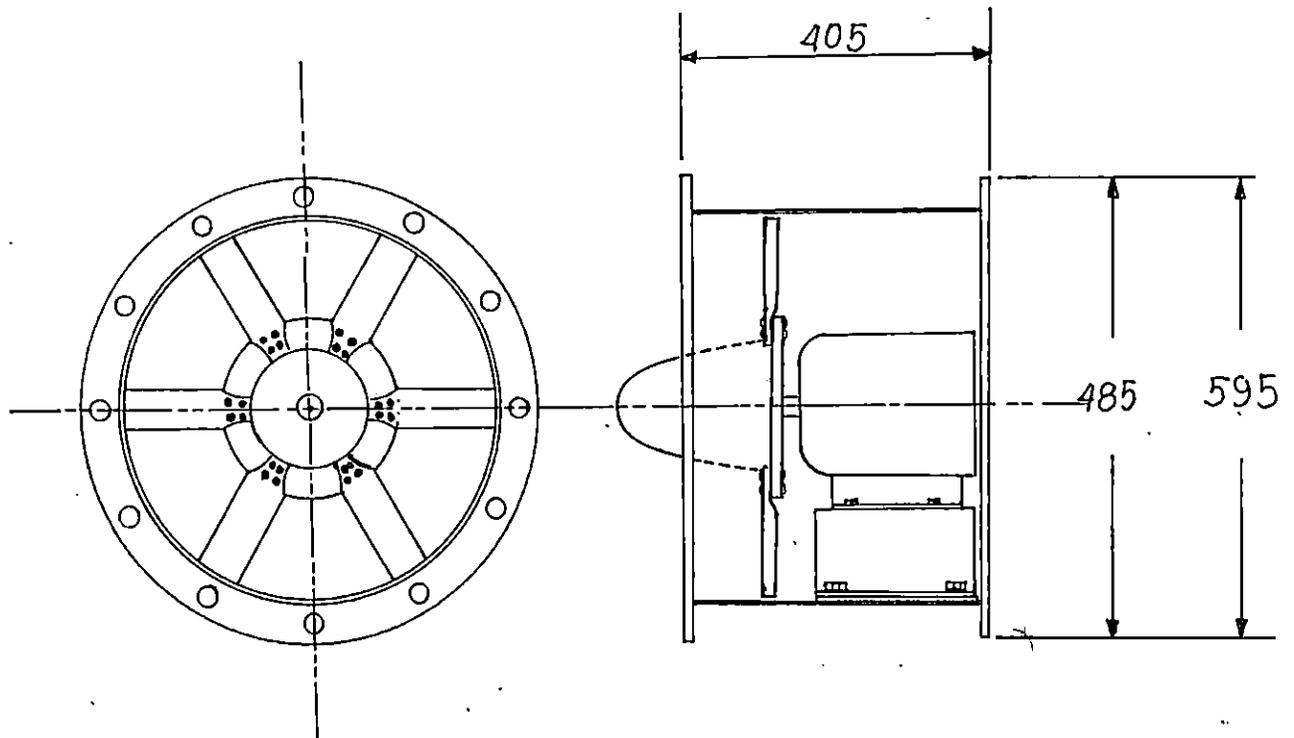
Los datos de los motores eléctricos son:

- |                     |   |
|---------------------|---|
| - Tipo              | Motor de inducción,<br>jaula de ardilla |
| - Voltaje nominal   | 220/440 V.                              |
| - Corriente nominal | 18 Amps.                                |
| - Frecuencia        | 60 Hz.                                  |
| - Velocidad nominal | 3600 rpm.                               |
| - Potencia nominal  | 5 Hp                                    |

Originalmente las hélices estaban construidas de una aleación ligera de aluminio y silicio, debido a las limitantes que imperan para la reconstrucción, las hélices han sido reconstruidas con paletas de acero remachadas a una masa central. Cada hélice está balanceada para poder operar, estática y dinámicamente, sin provocar exceso de vibraciones en el equipo, que podría afectar de alguna manera su buen funcionamiento; la masa de la hélice está acoplado directamente al eje del motor.

En la siguiente figura se muestra una etapa simple del ventilador axial.

Figura 3.2 Etapa simple del ventilador axial



El cuerpo principal de la planta cuenta con cinco partes, las cuales tienen un diámetro interno común de 480 mm y las siguientes particularidades:

1. Un canal de succión de 1,100 mm de longitud, entre sus acoples libres, en el cual puede ser montado el diafragma calibrado o un obturador. Cuenta con una conexión para un medidor de presión y en la parte superior de esta sección está colocado el panel de potencia y controles eléctricos.

2. Dos etapas de ventiladores axiales, con una longitud de aproximadamente 810 mm.
3. Una parte de observación, de una longitud de 1,100 mm de lámina plástica transparente (Plexiglass).
4. Un conducto de descarga con una longitud de 1,100 mm con una sección interior para volver el flujo a regimen laminar nuevamente (rejilla correctoras); posee un acoplamiento libre para montar un diafragma calibrado, un obturador, el tubo de venturi o el canal de viento. Sobre esta sección esta colocado el panel neumático de medición.

El cuerpo principal del banco tiene 5 acoples para los soportes verticales (patas soportantes) y las secciones de los ventiladores estan hechas de acero galvanizado.

Cada uno de los acoples del banco son empacados con hule con lona de 3 mm. de espesor.

El arreglo general del túnel es mostrado en la figura 3.3

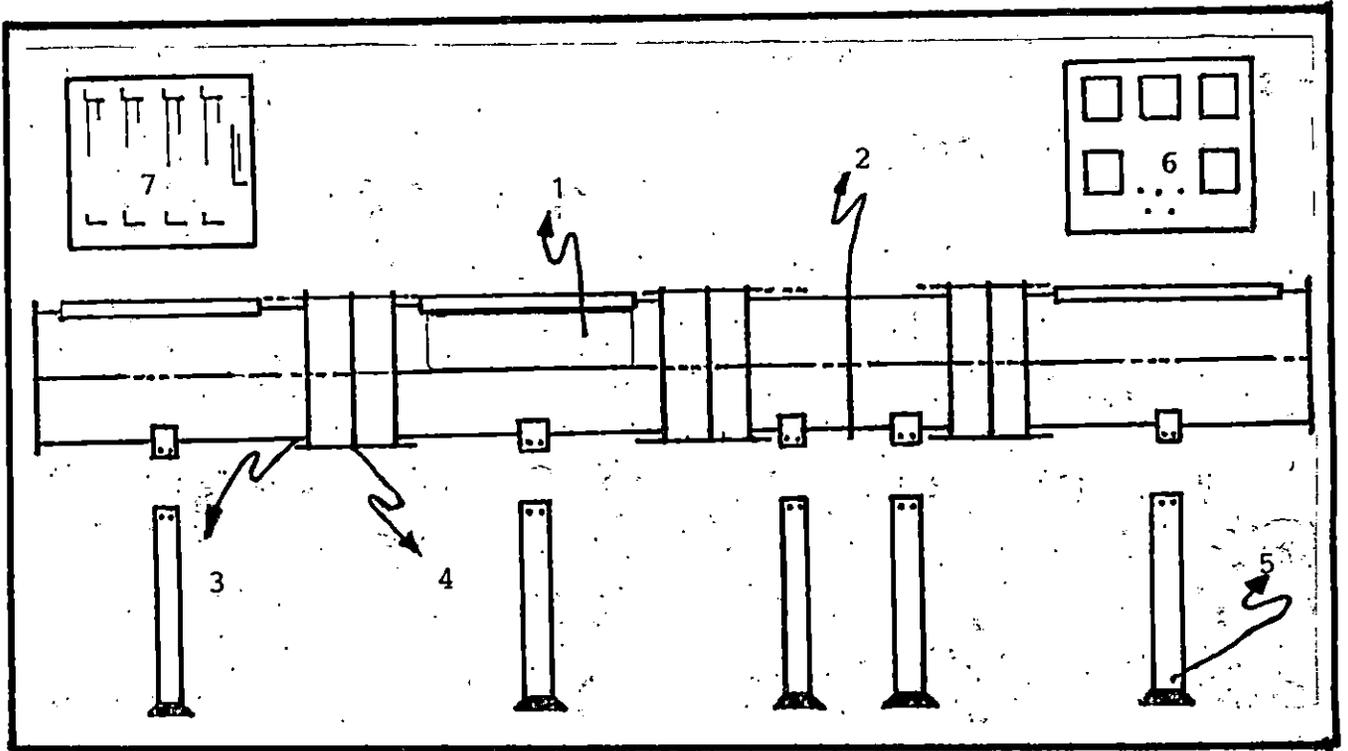


FIGURA 3.3 ESQUEMA DE ENSAMBLADO DEL TUNEL

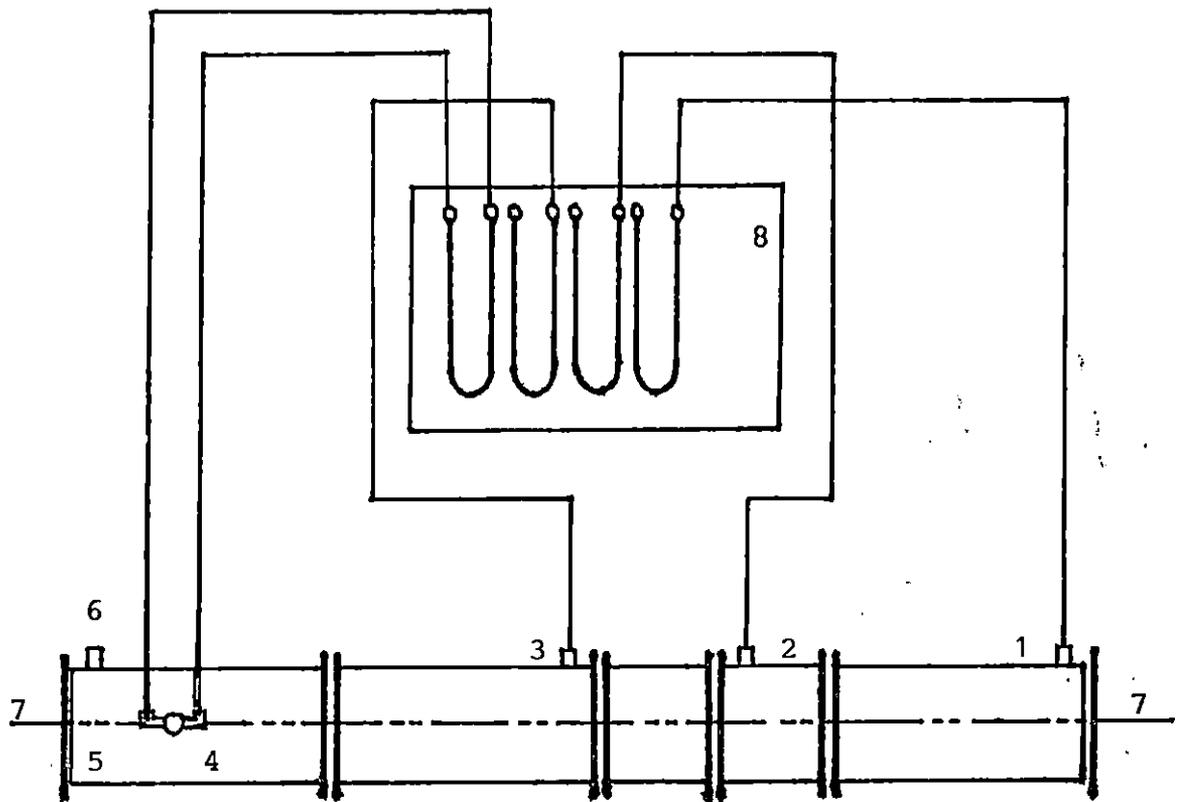
1. Tubo transparente
2. Primera y segunda etapa
3. Flanges
4. Empaquetaduras
5. Soportes
6. Panel electrico
7. Panel hidraulico

### 3.1 PANEL MEDIDOR DE PRESION

En la figura 3.4 se muestra el montaje el panel neumático, el cual posee cuatro manómetros diferenciales tipo "U" de 400 mm. de columna de agua.

También es mostrada la conexión usualmente realizada de los manómetros diferenciales

FIGURA 3.4 PANEL DE CONEXIONES NEUMATICAS



- |                                |                                |
|--------------------------------|--------------------------------|
| 1. Toma de succión estática    | 2. Toma estática primera etapa |
| 3. Toma estática segunda etapa | 4. Toma estática del pitot     |
| 5. Toma dinámica del pitot     | 6. Toma estática entregada     |
| 7. Diafragma calibrado         | 8. Panel de control            |

### 3.2 ACCESORIOS ELECTRICOS

El panel de control eléctrico posee los siguientes instrumentos o accesorios:

- Voltímetro para la alimentación de la red de 0 a 500 voltios, con 1.5 % de exactitud,
- Dos amperímetros, con una exactitud de 1.5 %, uno para cada motor.
- Botonera, para la parada y puesta en marcha de cada ventilador.
- Lámparas piloto
- Interruptor principal.

El diagrama eléctrico del banco es mostrado en la figura 3.5.

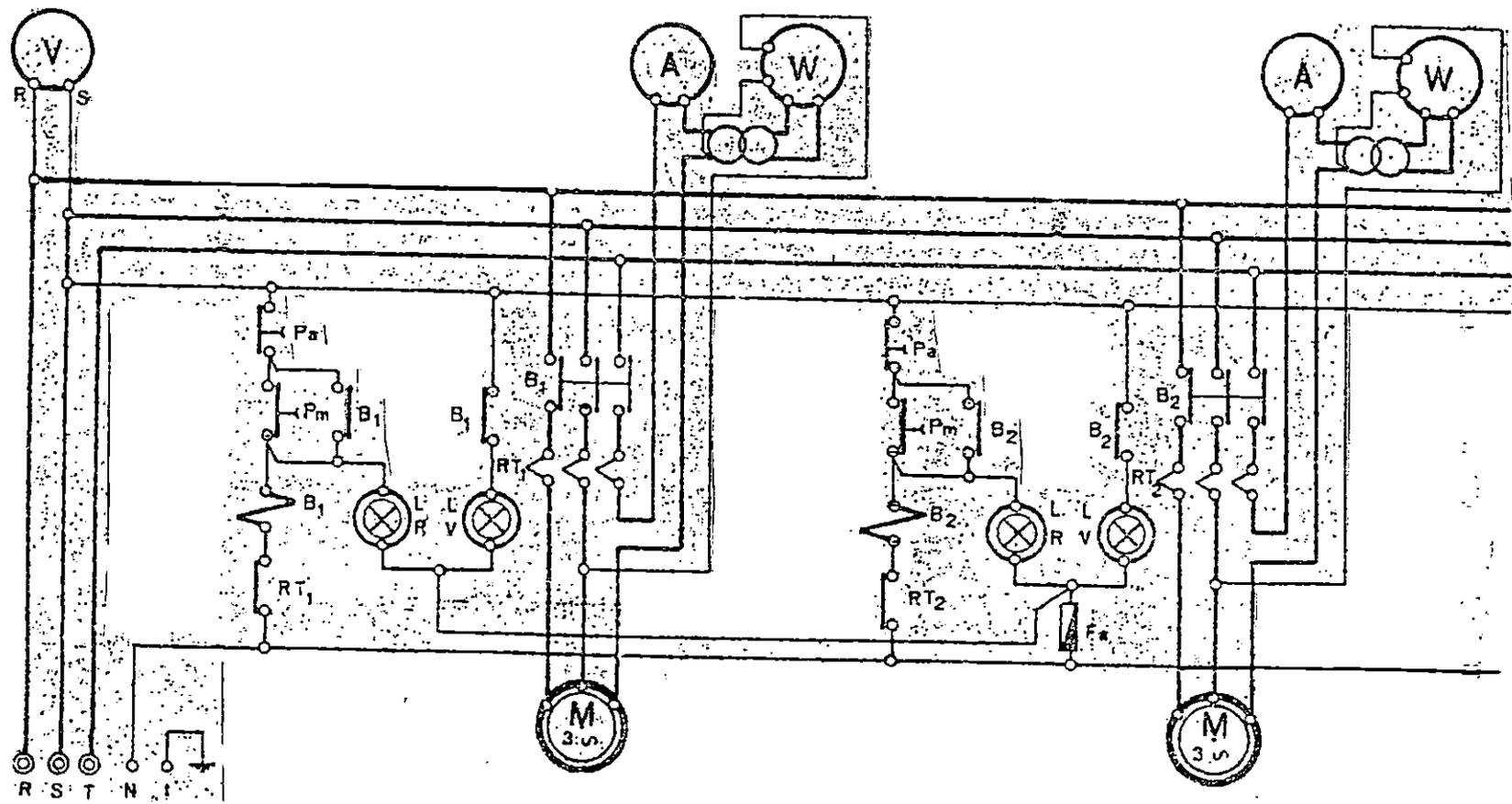


Figura 3.5 DIAGRAMA ELECTRICO DEL BANCO

### 3.3 DIAFRAGMA CALIBRADO

El diafragma calibrado usado en el banco de pruebas tiene los siguientes datos:

- Flujo máximo de aire 16,000 m<sup>3</sup>/h
- Presión diferencial a flujo máximo P = 400 mm. W.C.
- Diámetro nominal 480 mm.
- Diámetro estrangulado 377.54 mm.

La precisión de construcción para el diámetro interior es de  $\pm 0.01$  mm en la arista de la válvula.

Para calcular las condiciones de operación:

- Temperatura del aire (en operación) 20°C
- Presión del aire (en operación) 0.028 kg/cm<sup>2</sup> = 750 mm.Hg
- Humedad del aire (en operación) 0%
- Presión atmosférica 735.5 mm Hg

La ecuación para calcular el flujo del aire es:

$$Q = \delta \epsilon A \sqrt{(2g \tau \Delta P)}$$

donde:

Q: flujo de aire [kg/s]

$\delta$ : 0.6640 para el flujo en este caso

$\epsilon$ : 0.996 en este caso para compresión de aire

A: Area estrangulada en  $m^2$

g: Aceleración de la gravedad [ $9.81 m/s^2$ ]

$\tau$ : Gravedad específica del aire,  $1.2208 Kg/m^3$  en condición de operación y  $1.165 Kg/m^3$  en condiciones de referencia

$\Delta P$ : Diferencia de presión en mm de columna de agua

La fórmula cambia para medir el caudal "Q" en las condiciones nominales de operación cambia a:

$$\tau = 293 \text{ gr patm}/t_a$$

donde:

$\tau$ : Gravedad específica a determinadas condiciones de presión y temperatura

gr: Gravedad específica de referencia ( $1.165 Kg/m^3$ )

Patm: Presión local [ $kg/cm^2$ ]

$t_a$ : Temperatura absoluta local en grados kelvin

### 3.4 TUBO DE PITOT (Prandtl)

El tubo de Pitot permite determinar la velocidad del aire, a lo largo de la sección a través de la medición de la presión diferencial como una diferencia entre la presión estática y total.

$$V = \frac{2g}{\gamma} \Delta p$$

donde:

V: velocidad de aire [m/s]

g: aceleración de la gravedad [9.81 m/s<sup>2</sup>]

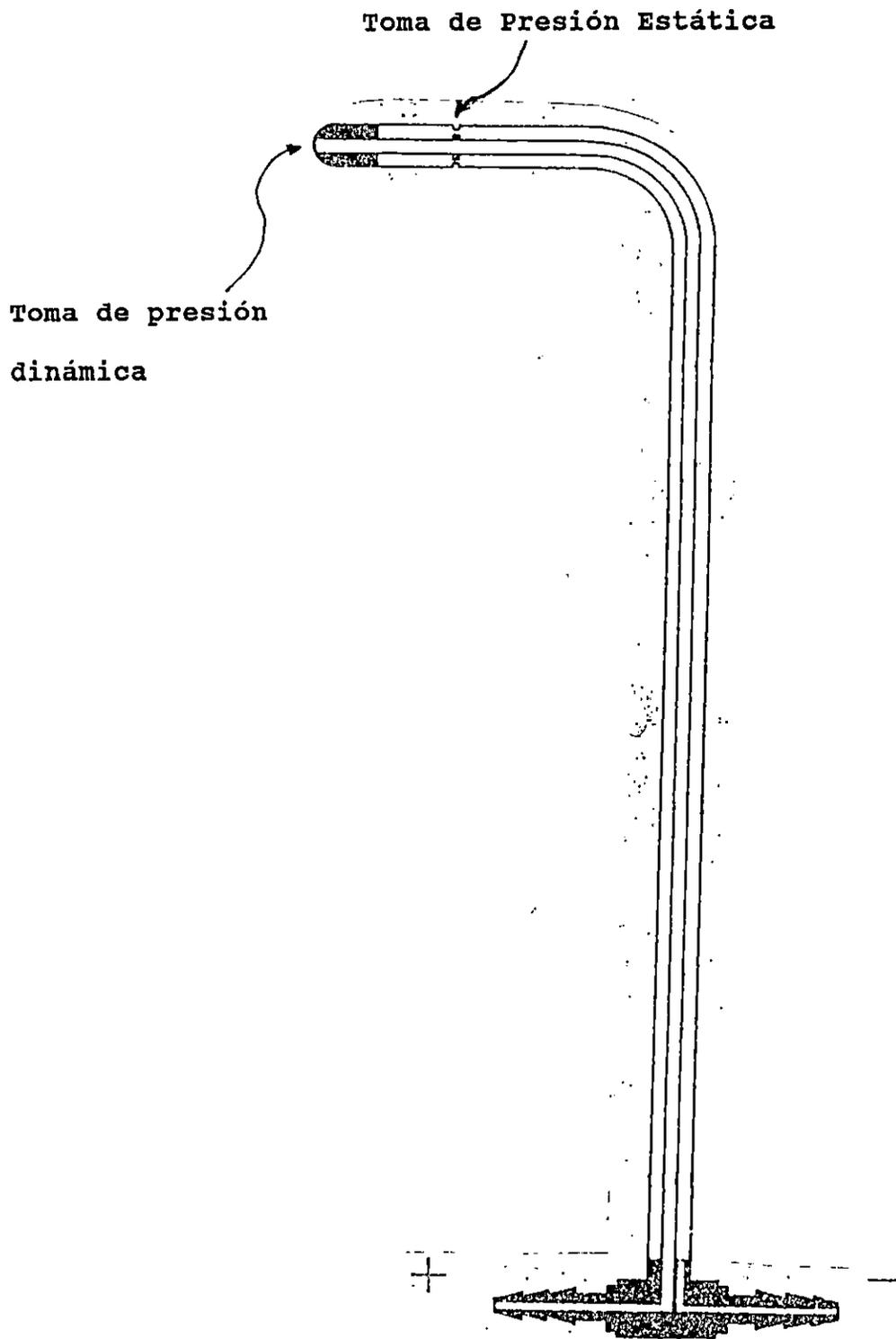
$\gamma$ : gravedad específica del aire

$\Delta p$ : Presión diferencial en mm de columna de agua

k: factor de medida, en este caso 0.922

La exactitud de los resultados medidos de la velocidad es de 0.5 + 1%, el tubo de Pitot se muestra en la figura 3.6

FIGURA 3.6 TUBO DE PITOT



### 3.5 OBTURADORES O DAMPERS

Cuatro tipos de obturadores pueden ser montados en la succión o descarga del túnel.

- 1- Compuerta simple regulable (fig.3.7)
- 2- De múltiples compuertas (fig. 3.8)
- 3- De Guillotina (fig. 3.9)
- 4- De múltiples aberturas (fig 3.10)

La operación de las compuertas esta caracterizada por las siguientes consideraciones:

- Hermeticidad cuando está totalmente cerrada
- Caída de presión cuando está totalmente abierta
- Capacidad de regulación del flujo de aire por estrangulamiento.
- Potencia y velocidad a controlar.

La clasificación de acuerdo a las características es la siguiente; donde la primera es la mejor y así sucesivamente:

- Hermeticidad cuando esta completamente cerrado:
  1. Guillotina
  2. Múltiples aberturas
  3. Compuerta simple
  4. Múltiples hojas
- Caída de presión:
  1. Guillotina
  2. Compuerta simple
  3. Múltiples hojas
  4. Múltiples aberturas

- Capacidad de regulación:
  1. Múltiples aberturas
  2. Múltiples hojas
  3. Compuerta simple
  4. Guillotina
  
- Potencia y velocidad a manejar:
  1. Múltiples hojas
  2. Compuerta simple
  3. Múltiples aberturas
  4. Guillotina

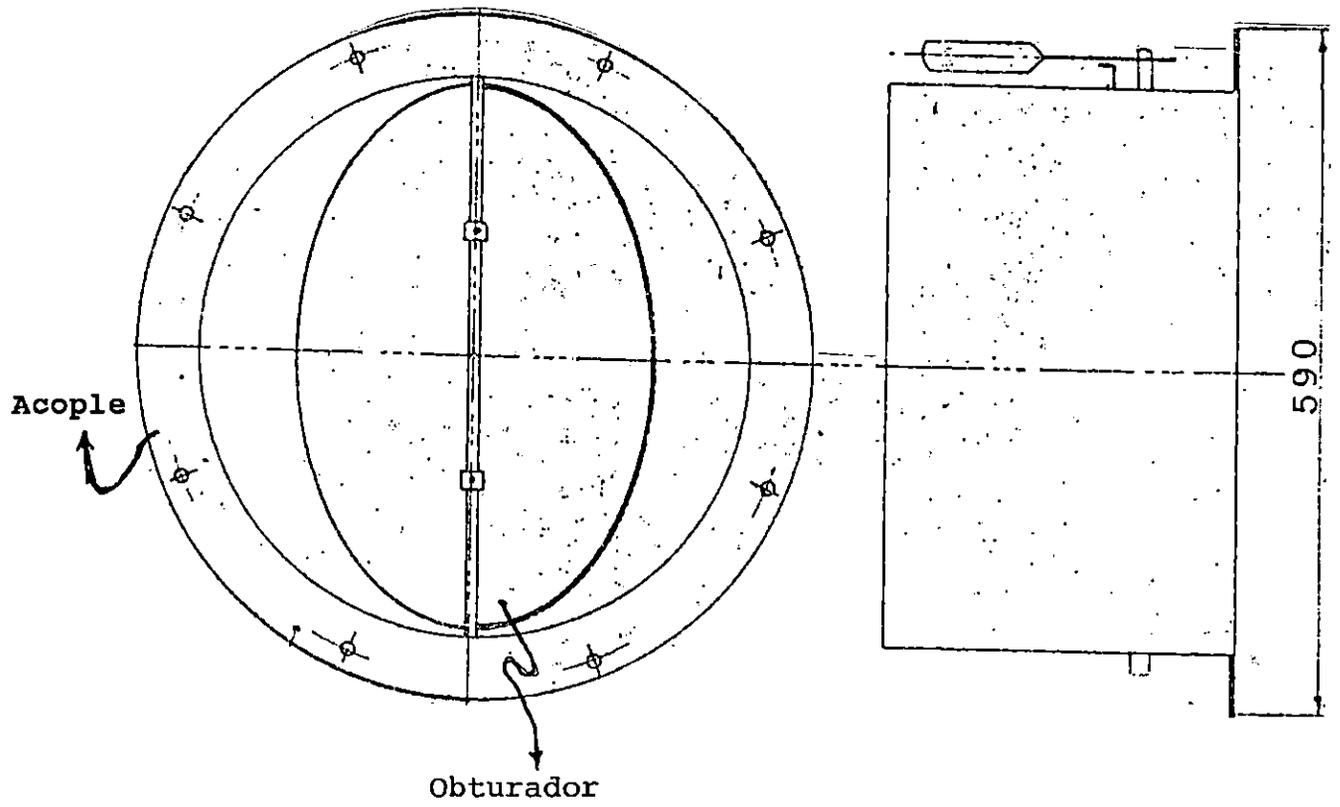


Figura 3.7 COMPUERTA SIMPLE REGULABLE.

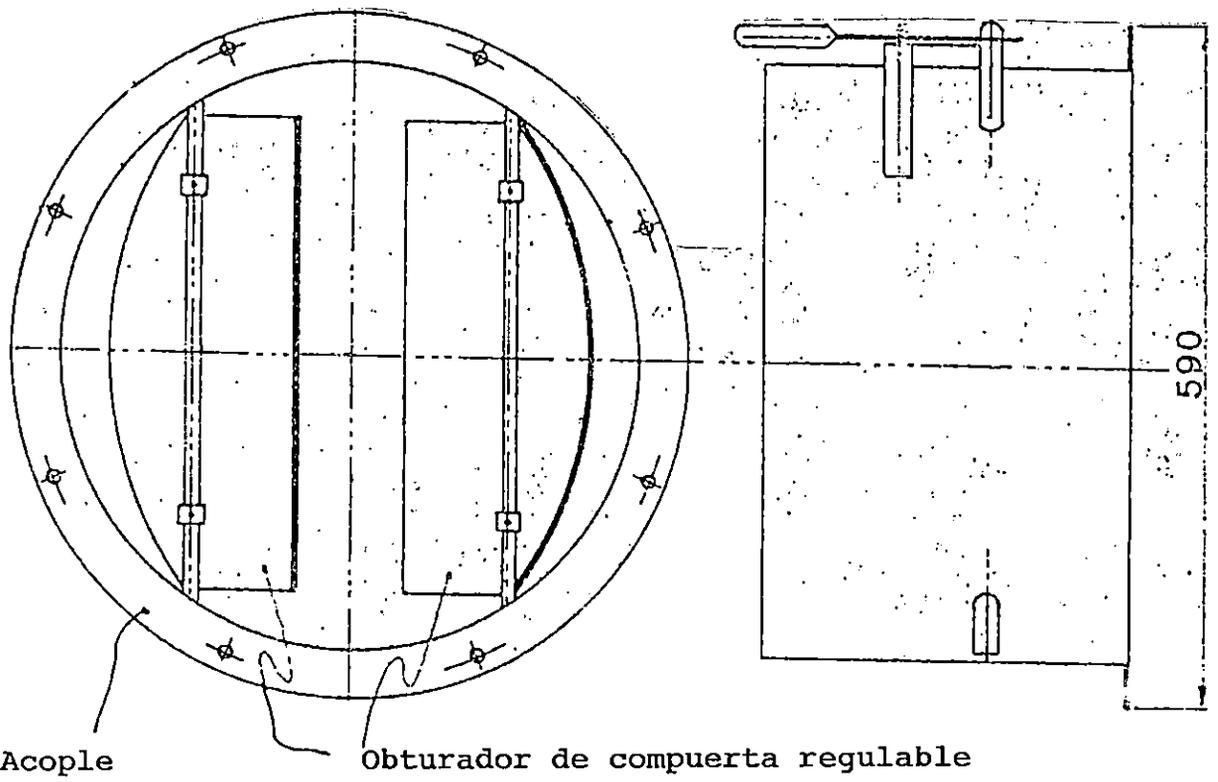


Figura 3.8 COMPUERTA DE MULTIPLES HOJAS.

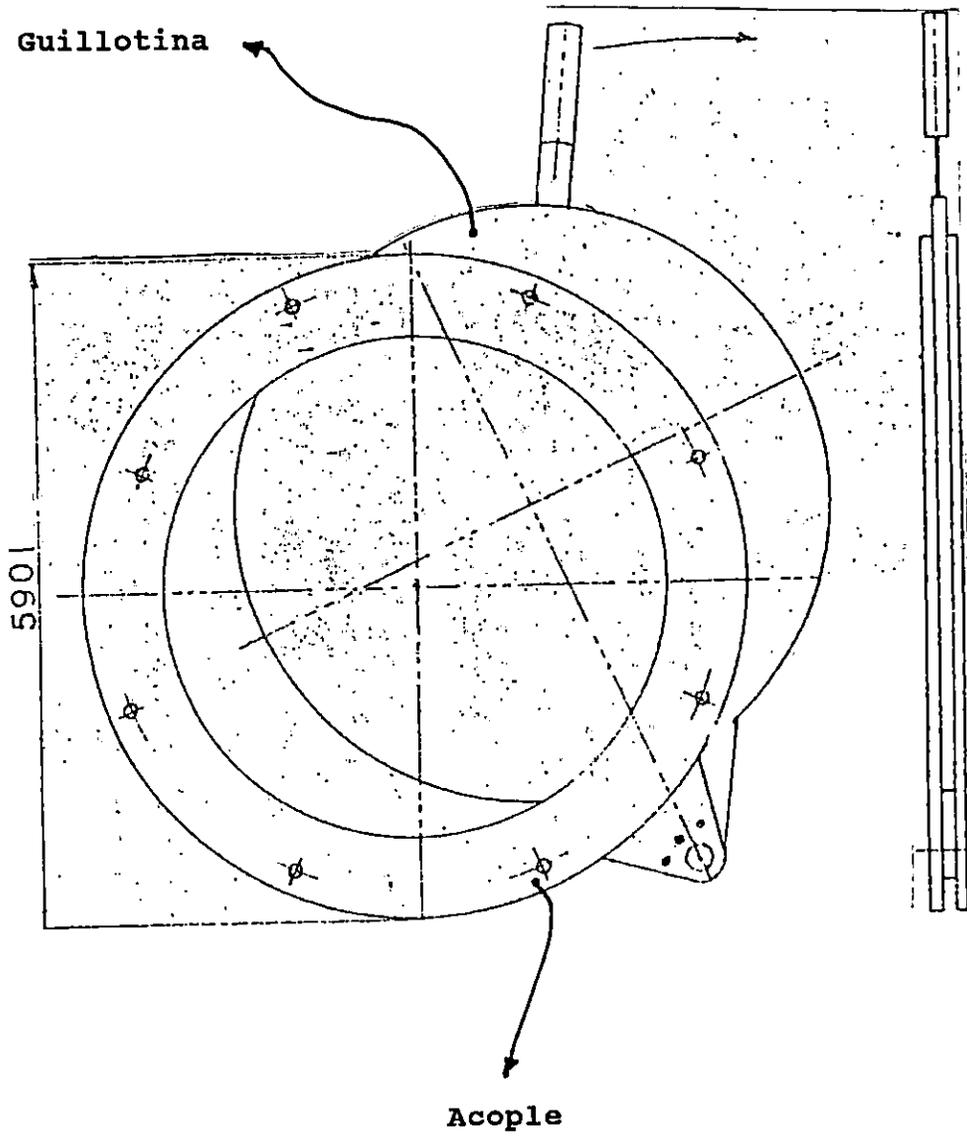


Figura 3.9 COMPUERTA DE GUILLOTINA

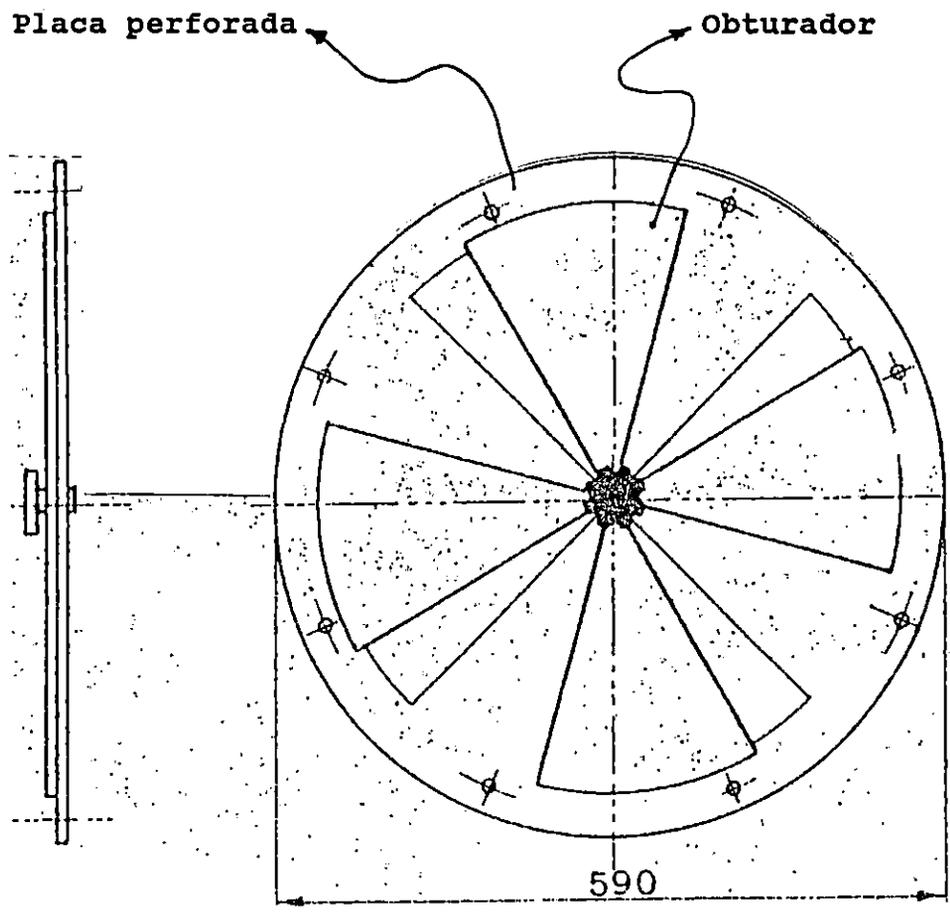


Figura 3.10 COMPUERTA DE MULTIPLES ABERTURAS.

## **CAPITULO IV**

### **ESTADO ACTUAL Y ACTIVIDADES DE RECONSTRUCCION**

#### **4.1 CONDICION INICIAL DEL TUNEL**

La exposición del estado actual del túnel se hará describiendo cada una de las secciones en las que éste ha sido dividido.

##### **4.1.1 SECCION DE PRUEBAS Y OBSERVACION**

Esta sección del túnel está dispuesta para que el estudiante pueda observar la calidad del flujo producido y de la cual se tomará la mediciones correspondientes. Así, se pudo comprobar que la pantalla plástica transparente se encontraba rota, se necesita material para hacer las empaquetaduras que aseguran la estanqueidad entre esta sección y las adyacentes y se requiere de la tornillería necesaria para la unión de la sección y la fijación de la pantalla transparente.

##### **4.1.2 SECCION GENERADORA DE FLUJO**

Esta es la encargada de producir el flujo necesario para la realización de las diferentes pruebas, compuesta por dos ventiladores axiales dispuestos en serie; uno de los cuales gira en sentido contrario con el propósito de obtener un flujo laminar de aire.

Esta es la parte más afectada del túnel puesto que los dos motores trifásicos con que el banco contaba, así como también

las hélices generadoras, fueron hurtadas, las bases sostenedoras de los motores, que en adelante se les llamará montantes, también desaparecieron; se observó la necesidad de cambiar las empaquetaduras que están colocadas entre esta sección y las restantes y además la adquisición de pernos para la fijación de las secciones y los motores a sus montantes y al cuerpo del túnel.

#### **4.1.3 CANAL PARA LA CONDUCCION DEL FLUJO**

Es el tubo circular compuesto por las diferentes secciones y en cuyo interior es generado el flujo mediante el cual se pretenden realizar las diferentes pruebas, que más adelante serán detalladas. En general será necesario pintar todo el túnel, reforzar y ampliar la base y posiblemente anclarla para minimizar la vibración.

#### **4.1.4 SECCION DE CONTROL DE FLUJO**

Las guías de trabajo vienen diseñadas para trabajar con diferentes tipos de obturadores, sin embargo, al igual que los ventiladores desaparecieron, a excepción del de múltiples compuertas. Debido a los alcances del presente trabajo se sugiere orientar futuros proyectos mecánicos a la construcción de los diferentes obturadores cuyas figuras son: 3.7, 3.8, 3.9, 3.10.

#### 4.1.5 SECCION DE MEDICION DE CARACTERISTICAS DEL FLUJO

Es una sección de mucha importancia, aquí puede leerse, como energía de presión, la energía cinética del flujo del aire que se conduce en el banco; se encontraba formado por diferentes manómetros de tubo de vidrio y plástico en forma de "U" abierto a la atmósfera en uno de sus extremos, exceptuando el manómetro conectado al tubo de pitot que mide la diferencia entre la presión dinámica y estática; estos tubos pueden estar llenos de alcohol, mercurio o agua como en el caso del presente trabajo; en donde se pudo comprobar la destrucción de los indicadores de presión, así como también la tubería plástica que conecta las tomas de presión con los manómetros, será necesario obtener 15 tuercas de 1/4" tubería, para recuperar las extraviadas y poder así sujetar la tubería a los accesorios que corresponda, también hace falta la escala de lecturas que debe estar ubicada al lado de cada tubo. La figura 3.4 muestra el panel de control neumático con conexiones respectivas a cada manómetro.

#### 4.1.6 SECCION DE MANDOS DE POTENCIA ELECTRICA

En el área eléctrica se pudo comprobar que hacía falta el térmico de protección del túnel, que era necesario hacer la conexión del toma hembra y el macho trifásico y además que era necesario cambiar las líneas que conectaban el toma con el panel de control puesto que los efectos del calor y el

abandono han deteriorado completamente el revestimiento de las líneas; se observó que uno de los portafusibles hacía falta y que era necesario cambiar los fusibles de 100/500W, los cuatro pilotos indicadores de la parada y puesta en marcha de los ventiladores junto a su pantalla de color (22 mm) no se encontraron, será necesario también la adquisición de conectores para poder realizar la instalación eléctrica completa. La figura 3.5 muestra el circuito eléctrico correspondiente a todas las conexiones del túnel, con sus respectivos instrumentos de medición.

Luego de observar el estado físico actual del túnel de viento y enumerar las reparaciones necesarias para su construcción, se puede concluir que la sección generadora de flujo es la que presenta una mayor necesidad de atención y de inversión, ya que representa la compra de los dos motores y la construcción de las hélices necesarias para la generación del flujo requerido.

Afortunadamente se cuenta con el Manual Técnico del Banco de Pruebas de Ventiladores Axiales del cual se han podido tomar los datos técnicos necesarios para la reconstrucción del equipo.

## 4.2 ACTIVIDADES DE RECONSTRUCCION

En este apartado se enumeran las actividades requeridas en la reconstrucción del banco de pruebas, cabe mencionar que si bien muchas de dichas actividades no implican complejidad tecnológica, una de las mayores dificultades a vencer fué la económica.

Común para todas las secciones, se realizó la actividad de preparación de acabado (pintura), la cual consistió en:

- Desmontaje completo (desmantelado),
- Lijado de las piezas,
- Pintado con esmalte sintético, aplicado con soplete, de varios colores (dependiendo la sección),

esta actividad no se mencionará en los apartados siguientes.

Además se cambió los ocho empaques colocados entre cada sección del banco, los cuales son de hule con lona de 1/8" de espesor.

### 4.2.1 PANEL DE MEDICIONES

- A. Desmontaje de los manómetros diferenciales para verificar su estado físico.
- B. Reconstrucción de dos manómetros con tubo de vidrio.
- C. Rehabilitación de drenos y tapones de los manómetros y limpieza interna.
- D. Después de armado cada manómetro, comprobación del paralelismo de los tubos.
- E. Instalar el manómetro normal al eje de simetría del túnel.
- F. Colocación de escalas de medición, de forma tal que se

pueda leer la altura de líquido sin ninguna dificultad.

G. Reposición del fluido de medición en cada manómetro.

H. Adquisición de la manguera flexible de 5/16".

I. Conexión de la manguera, entre las tomas de presión , el pitot y los manómetros diferenciales correspondiente.

J. Reposición de las tuercas faltantes para tubería de 1/4".

K. Adquisición de estación de medición de condiciones ambientales (Barómetro, higrómetro y termómetro).

#### **4.2.2 SECCION DE OBSERVACION Y PRUEBAS**

A. Pulido y reparación de lámina acrílica transparente del visor.

B. Fijación de pantalla por medio de tornillos.

C. Sellado de pantalla acrílica con pegamento de silicón para evitar fugas.

#### **4.2.3 CANAL PARA LA CONDUCCION Y CONTROL DEL FLUJO**

A. Desoxidar mecanismo de variación angular en la compuerta de múltiples hojas que posee el túnel, para su fácil operación.

B. Reconstrucción y colocación de pedestales del túnel.

C. Instalación de mangueras para anillos de tomas de presión estática.

#### 4.2.4 SECCION GENERADORA DE FLUJO

- A. Compra de motores trifásicos de 5 HP.
- B. Construcción de dos hélices de 6 aspas planas a 25°, paletas de hierro negro de 1/8" remachadas a una maza central.
- C. Construcción de dos montantes para los motores en plancha de hierro negro de 3/16".
- D. Fijación de montantes en el interior de cada etapa por medio de pernos.
- E. Fijación y calibración de motores sobre los montantes.
- F. Montaje de hélices
- G. Conexión de motores a sistema eléctrico.

#### 4.2.5 SECCION DE MANDOS DE POTENCIA ELECTRICA

- A. Adquisición de porta fusible faltante.
- B. Compra y cambio de los fusibles de 100A.
- C. Compra e instalación de pilotos de parada y puesta en marcha,
- D. Compra e instalación de pantallas de color (22 mm) de cada piloto.
- E. Adquisición de cable TSJ 8-4, para conexión de motores al panel de control y de éste al toma macho trifilar.
- F. Adecuación del sistema eléctrico del laboratorio desde la caja principal hasta el banco, incluyendo la compra del térmico de 50 amperios/3 polos paraprotección del sistema; así como el toma hembra para la conexión del banco.

## CAPITULO V

### EXPERIMENTOS Y GUIAS DE LABORATORIO

Este capítulo proporciona algunas pruebas experimentales que se pueden realizar con el banco de prueba de ventiladores axiales.

Algunas prácticas son ya sea teóricas o prácticas, otras combinan los conceptos y requieren el tomar mediciones experimentales para su posterior procesamiento y obtención de datos.

Cuando sea necesario, se dará una breve explicación teórica que facilite el entendimiento de cada guía, seguidamente se describirán las operaciones que se efectuarán y el procesamiento posterior de los datos obtenidos en la prueba.

También se agregan formatos reproducibles, conteniendo tablas para el cálculo de los datos y diagramas para la determinación de curvas, de esta forma se facilitará la medición de datos y su procesamiento.

## Lista de Guías de Laboratorio

1. Definición de Altura (T)
2. Determinación de la gravedad específica del aire (T-O)
3. Poniendo en marcha el equipo (la planta) (P)
4. Medición de la presión estática (P)
5. Medición de la Altura (presión) total (P)
6. Medición de la Altura dinámica (P)
7. Medición simultánea de los términos de Altura (P)
8. Medición del vacío estático (P)
9. Medición del vacío total (P)
10. Operación de los ventiladores como un soplador positivo y negativo (P)
11. Medición del flujo del aire por medio del diafragma calibrado (P)
12. Medición del flujo de aire por medio del diafragma calibrado con presión preajustada (P)
13. Medición de flujo de aire por medio del tubo de pitot (P)
14. Tabla de velocidad del aire (T)
15. Medición del flujo de aire por medio del anemómetro (P-O)
16. Flujo de aire corregido (Metros Cúbicos Normalizados) (T)
17. Determinación de las características de los ventiladores (P)
18. Determinación de características de un extractor (P)
19. Determinación de la potencia de entrada (P)

20. Determinación de la eficiencia de los ventiladores (T)
21. Eficiencia del ventilador con solo una etapa en operación (P)
22. Eficiencia del ventilador operando ambas etapas (P)
23. Eficiencia de un extractor (P)
24. Medición de la altura con la salida obturada (P)
25. Determinación de la potencia de entrada con la salida obturada (P)
26. Direcciones para el uso de manómetros micrométricos (PO)
27. Distribución de velocidad de flujo en un ducto (P)
28. Determinación de las curvas de control del obturador (P)
29. Uso del nomograma para el cálculo de la resistencia del obturador (P)
30. Caída de presión a través de un ducto (P)
31. Presión barométrica (T)
32. Correcciones requeridas en el uso de barómetros de mercurio (T)
33. Humedad del aire (T)
34. Direcciones para el uso de la carta psicométrica (T)

Claves: T = Teórica

P = Práctica

O = Desarrollada con equipo opcional

## EXPERIMENTO No. 1

### DEFINICION DE ALTURA

Altura es la energía que una máquina entrega a un fluido por razón de flujo unitario y se expresa en metros de columna de un fluido. La energía entregada al fluido por la parte rotativa (rueda de paletas ó hélice) de la máquina, es la suma de 3 términos:

- Presión,  $p$
- Elevación,  $h$
- Velocidad,  $v$

Del teorema de Bernoulli, la altura puede ser expresada así:

$$(1) \quad H = \frac{\Delta V^2}{2g} + \frac{1}{g} \int v \, dp + h$$

Esta fórmula es aplicada si se asumen las condiciones de la teoría de Euler es decir, operación estable, ausencia de viscosidad, tamaño del ducto constante y ausencia de variaciones repentinas de

En la ecuación anterior la altura es expresada como una suma de 3 términos

- Presión:  $\frac{1}{g} \int v dp$
- Elevación: h
- Velocidad:  $\Delta V^2 / 2g$

Prácticamente, para bombas y compresores, la altura es considerada igual sólo al término de presión, el cual es mayor que los otros, y es expresada por la relación:

$$(2) H = \Delta P / \gamma$$

Donde  $\gamma$  = gravedad específica del agua o peso promedio del fluido si es compresible.

Para ventiladores, los cuales tienen un muy pequeño valor de altura de presión, la altura es expresada solo por el término cinético.

$$(3) H = V^2 / 2g$$

Donde V = velocidad del aire que el ventilador entrega, asumiendo aire en condiciones ambientales en la succión del ventilador.

En los siguientes experimentos, la altura total se considerará compuesta por los términos de presión y velocidad, la elevación "h" no aparecerá porque la succión y la descarga de la planta están al mismo nivel. Por lo tanto se aplicará la fórmula:

(4) 
$$H = (V^2 / 2g) + (\Delta P / \gamma_m)$$

donde la aproximación usada por  $\gamma_m$  es aceptable, si la caída de presión  $\Delta P$  es muy pequeña.

Por conveniencia de instrumentación, todas las mediciones serán en columna de agua y no en columna de aire.

## EXPERIMENTO No.2

### DETERMINACION DE LA GRAVEDAD ESPECIFICA DEL AIRE

Con el propósito de entender correctamente las características del fluido de trabajo en la planta, así como las características de la planta, es necesario determinar la gravedad específica  $\gamma$ , es decir, el volumen específico  $v$  del aire a las condiciones existentes en el ducto.

#### a) Aire como un gas perfecto

El volumen específico  $v$ , en  $\text{m}^3/\text{Kg}$ , depende de las condiciones de presión y temperatura en el ducto.

Considerando el aire como un gas perfecto,

$$v = R \cdot T/p$$

Donde:  $R = 29.7 = \text{constante del aire} \quad \frac{\text{Kg} \cdot \text{m}}{\text{Kg} \cdot ^\circ\text{K}}$   
 $T = \text{Temperatura, en } ^\circ\text{K}$   
 $p = \text{Presión en Kg/m}^2$

La temperatura será leída en el termómetro de bulbo húmedo con el cual esta equipada la planta.

La lectura de temperatura  $T$  en  $^\circ\text{C}$  será convertida a  $^\circ\text{K}$  así:

$$T = t + 273 \quad ^\circ\text{K}$$

Similarmente, la presión estática será leída por medio de un medidor diferencial de presión, teniendo un extremo conectado con una conexión estática y el otro en contacto libre con la atmósfera.

La presión  $p$  a ser introducida en la fórmula estará dada por la suma algebraica de la presión ambiente y la presión medida. La presión del ambiente estará indicada por un barómetro, el cual deberá ser obtenido como un equipo opcional.

Con respecto a la lectura de presión dada por el manómetro diferencial, hay que recordar que la lectura será en milímetros de columna de agua, y que:

$$1\text{mm W.C.} = 1 \text{ kg/m}^2$$

La gravedad específica  $\gamma$ , en  $\text{kg/m}^3$ , será el inverso del volumen específico.

b) Aire Húmedo

Realmente, el aire del ambiente es una mezcla de aire y vapor de agua saturado.

Por tanto será imperativo tomar en cuenta el aire húmedo porque puede alterar el volumen de aire específico.

La relación de gas perfecto será cambiada por mezcla aire-vapor de agua:

$$v = 29.7 T / (p - i \text{ ps})$$

Donde:  $T$  = Temperatura de la mezcla, en °K  
 $p$  = Presión efectiva, en  $\text{Kg/m}^2$   
 $i$  = Humedad relativa  
 $ps$  = Presión de vapor de agua saturada a la temperatura  $T$  de la mezcla (carta de Mollier)

Prácticamente, la fórmula anterior es más usada en la siguiente forma:

$$\gamma = 0.0017 \frac{p - i \text{ ps}}{1 + \frac{t}{273}}$$

Donde: p y ps están en mm Hg y T en °C.

El valor de i es medido por medio de un higrómetro, el cual deberá obtenerse como un equipo opcional.

## EXPERIMENTO No. 3

### ARRANCANDO EL BANCO DE PRUEBAS

Para poner en marcha el banco, el procedimiento será el siguiente:

- 1) Verifique que los botones de arranque de ambas etapas esta en la posición de apagado (0)  
Accione el interruptor de encendido a la posición ON (I).  
Esto hará que encienda una luz indicadora y el voltímetro en el panel indicará el voltaje de suministro.
- 2) Accione el botón de encendido de la primera etapa, luego el de la segunda, si se desea la operación de ambas etapas. Una luz roja mostrará que cada etapa está en operación.
- 3) Para detener cada etapa, retorne los botones de las etapas a sus posiciones de apagado (0)

Para asegurar un funcionamiento satisfactorio, se sugiere el siguiente procedimiento.

- a) Arranque el banco con el obturador en la posición de completamente cerrado.  
Esto reduce sustancialmente la corriente de arranque de los motores eléctricos, prolongandoles la vida útil a ellos y también a los mandos eléctricos e instrumentación de medida, los cuales estan diseñados para condiciones normales de

## EXPERIMENTO No. 4

### MEDICION DE LA ALTURA ESTATICA

La altura estática, es decir la diferencia de presión entre la interna en el ducto (detrás de los ventiladores) y la del ambiente, es muy importante porque permite la determinación de las características del aire de trabajo y por lo tanto el flujo de aire que esta siendo entregado.

La lectura puede ser obtenida conectando un medidor de presión diferencial tipo "U" con una de las conexiones estáticas en el ducto, y dejando la otra en contacto libre con la atmósfera.

De esta forma la diferencia entre la presión estática en el ducto y la presión ambiente estará aplicada en el medidor y podrá ser medida.

Generalmente la elección del punto de medición dependerá de la altura estática deseada, refiriéndose a la figura 3.4

- La altura  $H_6$  de la planta entera, con cualquiera o con ambos ventiladores en operación será medida en la conexión 6.
- La altura estática  $H_3$  de solo la segunda etapa o ambas será medida en la conexión 3.
- La altura estática  $H_2$ , será solo la de la primera etapa en operación y será medida en la conexión 2.

Al concluir la conexión de los manómetros, el experimento puede ser conducido como sigue:

- 1- Arranque el banco, con solo la primera etapa en funcionamiento.
- 2- Seleccione el damper e instálelo en el punto de descarga y ábralo completamente (100% abierto)
- 3- Lea la diferencia de presión en los medidores  $H_2$  y  $H_6$
- 4- Cambie de posición la abertura del damper, repita la medición para rangos de flujo diferentes.
- 5- Arranque la segunda etapa, y repita los experimentos leyendo las diferencias de presiones  $H_2$ ,  $H_3$  y  $H_6$ .
- 6- Apague la primera etapa y repita el experimento leyendo las diferencias de presiones  $H_3$  y  $H_6$ .

#### OBTENCION DE RESULTADOS

a) Como el valor medido de presión es solo la presión estática,

$$H = \Delta P \quad \text{Kg/m}^2$$

Como en realidad  $H$  está en mm. de columna de agua y es numéricamente igual al producto.

$$H \gamma = \text{kg/m}^2$$

Donde:

$$\begin{aligned} H &= 0.001 \text{ m} \\ \gamma &= 1.000 \text{ Kg/m}^3 \end{aligned}$$

b) La presión absoluta  $p$  en el ducto es igual a la presión ambiente ( $p_{atm}$ ) más el valor medido de diferencia de presión ( $\Delta p$ ). La presión ambiental puede ser medida con un barómetro.

Si  $p_{atm}$  es expresado en  $Kg/m^2$  la presión absoluta  $p$  será:

$$p = p_{atm} + \Delta p \quad Kg/m^2$$

c) Es aconsejable anotar las mediciones hechas en una tabla (Puede usar como referencia la que aparece seguidamente, se necesitarán por lo menos 3 hojas para el experimento completo).

d) Es importante hacer un diagrama ploteando la altura estática en función de la abertura del damper en grados, marque los grados del damper en las abcisas, y la altura estática en las ordenadas. Una curva será obtenida para cada condición de operación (es decir 1ª , 2ª etapa o ambas).

MEDICION DE ALTURA TOTAL

Prueba	Grados de Abertura	Tubo de Pitot		Altura Estatica	Altura Estatica	Altura Estatica	Succión	Notas
		Din.	Tot.					
1								
2								
3								
4								
5								
6								
7								

Tipo de Damper \_\_\_\_\_

Presión Barometrica \_\_\_\_\_

Temperatura \_\_\_\_\_

Humedad Relativa \_\_\_\_\_

## EXPERIMENTO No. 5

### MEDICION DE LA ALTURA TOTAL [H]

De lo establecido en el experimento N°. 1, la altura total es la suma de 2 términos llamados: a) Altura estática y b) Altura dinámica.

La conexión dinámica del tubo de Pitot es usado para la medición de la altura total, actualmente la conexión dinámica es sensitiva a una presión total la cual es la suma de la presión estática y la dinámica. Como esquemáticamente se muestra en la fig. 5.1-1 será necesario conectar un medidor de presión diferencial con la conexión positiva del tubo de pitot para hacer la medición y dejar el otro extremo del medidor en contacto libre con la atmósfera, la diferencia entre la presión ejercida por el flujo y la presión atmosférica puede ser medida por el manómetro.

Despues de conectar el manómetro como se especificó anteriormente, el experimento puede ser conducido como sigue:

- 1) Arranque la primera etapa del ventilador
- 2) Seleccione el damper seleccionado para el experimento e instálelo en la línea de descarga y ábralo completamente.
- 3) Lea la diferencia de presión el manómetro conectado con el tubo de pitot.

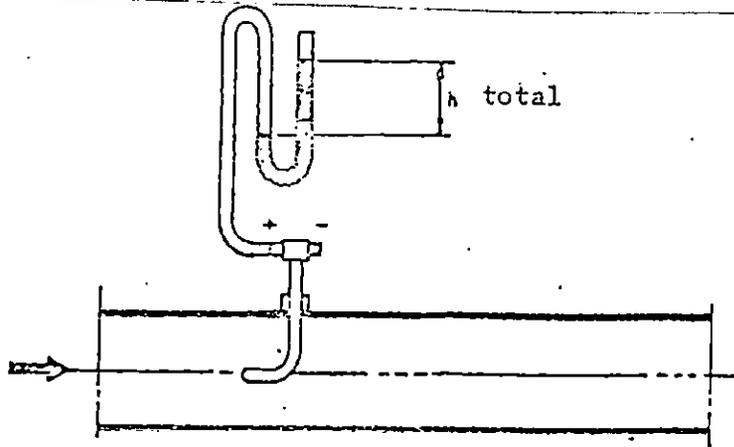
- 4) Cambie la posición de la abertura del damper y repita las mediciones a diferentes rangos de flujo.
- 5) Encienda la segunda etapa y repita las mediciones con el damper en diferentes posiciones.
- 6) Pare la primera etapa y repita las mediciones con el damper en diferentes posiciones.

#### OBTENCION DE RESULTADOS

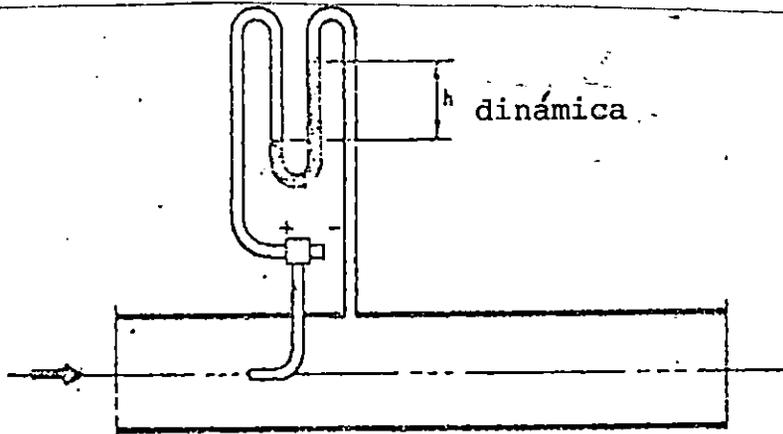
- a) Por cada experimento escriba las diferencias de presión y los grados de abertura del damper en una tabla, detalle allí el tipo de damper usado y las condiciones ambientales (Presión barométrica, temperatura y humedad relativa). (Puede usar como referencia la tabla utilizada en el experimento 4, se necesitarán por lo menos 3 hojas para el experimento completo).
- b) Como el valor medido de la diferencia de presión corresponde a la altura total,
$$H = \Delta P_{\text{estática}} + \Delta P_{\text{dinámica}} \quad \text{Kg/m}^2,$$
el H en milímetros de columna de agua será numéricamente igual a los Kg/m<sup>2</sup>.
- c) Es importante hacer un diagrama, ploteando la altura total en función de la abertura del damper en grados.

Será obtenida una curva para cada condición de operación (es decir primera, segunda o ambas etapas).

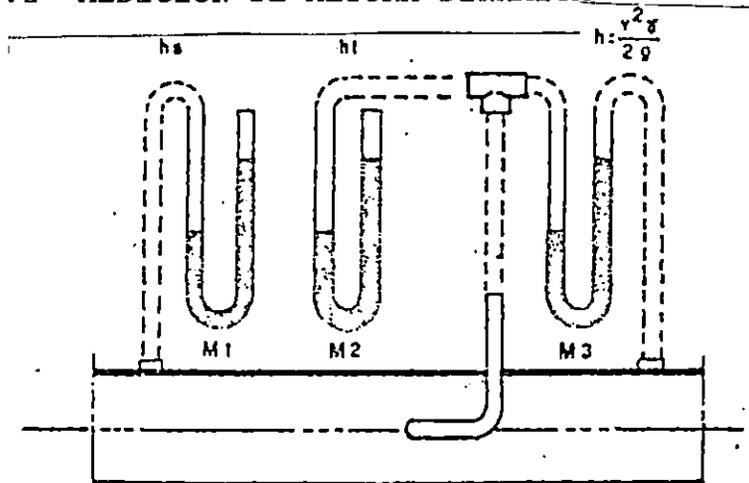
- d) Es importante mencionar que con una sola etapa en operación la altura total no será la media de la obtenida con las dos, esta es sustancialmente menor debido a las pérdidas que se dan por el arrastre de la hélice de la etapa que no esta en funcionamiento.



5.1.1 MEDICION DE ALTURA TOTAL



5.1.2 MEDICION DE ALTURA DINAMICA



5.1.3 MEDICION SIMULTANEA DE ALTURAS

Fig. 5.1 Medición de Alturas con Manómetros Diferenciales

## EXPERIMENTO No. 6

### MEDICION DE LA ALTURA DINAMICA

Los experimentos 4 y 5 trataron acerca de la determinación de la altura estática y total (estática + dinámica). Obviamente, la diferencia entre la altura total y estática permite el cálculo del término dinámico.

Prácticamente, la altura dinámica es medida conectando el tubo de pitot con la conexión positiva y negativa de un medidor diferencial de presión; por lo tanto la diferencia entre la altura total (estática + dinámica) es obtenida en la conexión positiva del medidor y la altura estática es obtenida en la conexión negativa del medidor. Vea Fig. 5.1-2

La medición de la altura dinámica es particularmente importante como se definió en el ejercicio No. 1, ya que es el término que prevalece en los ventiladores.

Una vez el medidor de presión ha sido conectado como se especificó, el experimento puede ser conducido como sigue:

- 1) Arranque la 1ª etapa del ventilador
- 2) Seleccione el damper e instálelo para el ejercicio en la línea de descarga y ábralo completamente (100%):

- 3) Lea la presión diferencial en el manómetro, y repita las mediciones con el damper en diferentes posiciones.
- 4) Encienda la segunda etapa y repita las mediciones como se indica arriba.
- 5) Pare la primera etapa, y repita las mediciones como se describe anteriormente.

#### OBTENCION DE RESULTADOS

- a) Para cada experimento almacene las mediciones de diferencia de presión y los grados de abertura de los dampers en una tabla (Puede usar como referencia la tabla utilizada en el experimento 4, se necesitarán por lo menos 3 hojas para el experimento completo).
- b) Como el valor medido de presión es solamente la presión dinámica.

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

El término H está en mm de Columna de agua y es numéricamente igual a  $\text{kg/m}^2$ .

- c) Es importante hacer un diagrama, ploteando la altura dinámica en función de la abertura en grados de los dampers. Con solo una etapa en operación, la altura dinámica será claramente menor que la mitad obtenida con ambas etapas. Allí habrá una considerable

pérdida debido al arrastre de la otra etapa. También es importante mencionar las componentes tangenciales de la velocidad del aire esta es una de las causas de las considerables pérdidas ya que no son medidas por el tubo de pitot.

## EXPERIMENTO No.7

### MEDICION SIMULTANEA DE LOS VALORES DE ALTURA

Los ejercicios precedentes mostraban como las mediciones de cada término: estática, total y dinámica, se realizaban.

Prácticamente las tres mediciones pueden ser hechas al mismo tiempo por tres medidores de presión en el panel de control.

La conexión con los diferentes puntos de medición es esquemáticamente representada en la figura 5.1-3, el medidor de presión adicional será necesario para la medición de la altura estática al final de la unidad en operación.

La conexión con el extremo positivo de el tubo de pitot debe ser doble:

- Para la medición de la altura total y
- Para la medición de la altura dinámica.

Después que los medidores han sido doblemente conectados, el experimento puede ser conducido haciendo simultáneamente mediciones al ir cambiando las posiciones del damper en la línea de descarga. La misma tabla utilizada en los experimentos 5 y 6 puede ser usada para trabajar los datos obtenidos.

## EXPERIMENTO No.8

### MEDICION DEL VACIO ESTATICO

En los experimentos anteriores, la planta se operaba como un ventilador, ahora asumiremos que la misma planta será usada como un extractor. En estas circunstancias la altura atrás de los ventiladores no es tan importante como el vacío que los ventiladores son capaces de mantener delante de ellos.

La medición del vacío estático será obtenida por la conexión de un extremo de un medidor de diferencia de presión tipo "U" con la conexión estática adecuada y dejando el otro extremo en contacto libre con la atmósfera. De esta forma la diferencia entre la presión ambiental y la presión estática dentro del ducto será medida por el instrumento.

La elección del punto de medición depende de la medición de vacío deseada, refiérase a la figura 3.4, página 84.

- El vacío  $\hat{p}_2$  adelante de la segunda etapa es medido en la conexión 2;
- El vacío total, o el vacío  $\hat{p}_1$ , de la primera etapa es medido en la conexión 1.

Como un complemento para la conexión de la medición de presión el ejercicio puede ser desarrollado como sigue:

- 1) Seleccione el damper e instalelo para la práctica en la línea de succión.
- 2) Arranque la primera etapa.
- 3) Abra el damper completamente y lea la diferencia de presión  $\hat{\Delta}p_1$ .
- 4) Cambie la posición de la abertura del damper, y repita la medición a diferentes rangos del flujo.
- 5) Arranque la segunda etapa, y repita las mediciones  $\hat{\Delta}p_1$  y  $\hat{\Delta}p_2$  con el damper en diferentes posiciones.
- 6) Detenga la primera etapa, y repita las mediciones  $\hat{\Delta}p_1$  y  $\hat{\Delta}p_2$  con el damper en diferentes posiciones.

#### OBTENCION DE RESULTADOS

- a) El valor medido de presión diferencial,  $\hat{\Delta}p$  en mm W.C. (Water Column, columna de agua), expresará directamente el vacío en  $\text{Kg/m}^2$ .
- b) La determinación del valor absoluto de presión depende del conocimiento de la presión ambiental  $patm$ . (Esta puede ser medida con un barómetro).

Si  $patm$  está en  $\text{Kg/m}^2$ , el vacío absoluto  $V_a$  será:

$$V_a = patm - H \quad \text{Kg/m}^2$$

Donde:  $H$  = valor medido, asumido como un valor absoluto.



- c) Es recomendable almacenar estas condiciones hechas, en una tabla y aclarar allí el estado de las diferentes condiciones del experimento.
- d) Es importante hacer un diagrama, ploteando el vacío en función de la abertura del damper en grados, para cada condición de operación (primera o segunda etapa o ambas etapas).

## EXPERIMENTO No. 9

### MEDICION DEL VACIO TOTAL

Similarmente a la altura total, el vacío total es la suma de los términos llamados: a) altura dinámica y b) vacío estático.

En lo que concierne a la medición del segundo término vea la práctica anterior.

Es evidente que no hay ningún vacío dinámico: realmente la altura dinámica es el principal término que determina el flujo, y esto es idéntico en ambos enfrente o atrás de los ventiladores, siempre que el tamaño del ducto se mantenga inalterable; por lo tanto el vacío total puede ser definido como la suma de los valores absolutos de la altura dinámica y el vacío estático.

La prueba puede ser conducida como sigue:

1. Conecte el tubo de pitot de manera que la altura dinámica pueda ser medida como se describió en el experimento N°. 6.
2. Conecte otro medidor de manera que se mida el vacío estático.
3. Lea la diferencia de presión en el manómetro con el damper en el lado de la succión en diferentes posiciones de abertura.
4. La medición que nos interesa se realizará en tres diferentes modos de operación:

1. Con solo la primera etapa en operación;
2. Con solo la segunda etapa en operación.
3. Con ambas etapas en operación.

#### OBTENCION DE RESULTADOS

- a) Anote los datos en una tabla y aclare el estado de las condiciones del experimento.
- b) Los valores medidos de presiones diferenciales en columna de agua expresará directamente la altura en  $\text{Kg/m}^2$ .
- c) Deseamos recalcar que no es posible hacer una medición directa del vacío total en el banco en cuestión, ya que también el tubo de Pitot no puede ser instalado antes del ventilador, por lo tanto el vacío total debe ser la suma del vacío estático y la altura dinámica.
- d) Es importante hacer un gráfico ploteando el vacío total en función de la posición del damper en grados.
- e) Cuando se comparan las curvas de vacío total con las curvas de altura total obtenidas del ejercicio No. 5, se denota una diferencia sustancial de presiones debido a la caída a través del ducto. Debido a que la presión cae, el vacío total debe ser mayor que la altura total.

## EXPERIMENTO No.10

### OPERACION DEL VENTILADOR COMO UN SOPLADOR POSITIVO Y NEGATIVO

Los experimentos precedentes han considerado el ventilador axial como un soplador positivo y negativo es decir como un ventilador propiamente o como un extractor.

Es evidente que la operación del ventilador es idéntica en ambos casos. La diferencia entre las dos aplicaciones esencialmente descansa en lo siguiente:

Cuando un ventilador es usado como un ventilador propiamente

- el flujo que esta siendo entregado y la altura estática correspondiente son de gran importancia.
- Como una regla: el flujo es controlado por un damper en el lado de entrega.

Cuando el ventilador es usado como un generador de vacío

- El flujo que esta siendo succionado y el vacío estático correspondiente son de gran importancia
- Como una regla el flujo es controlado por un damper en el lado de la succión.

En ambos casos el flujo que esta siendo entregado puede ser idéntico; por el contrario, el vacío estático y la altura puede ser considerablemente diferente dependiendo de la aplicación del ventilador.

Es necesario aclarar que las máquinas usadas tanto como sopladores positivos o negativos pueden trabajar en un arreglo dado, por ejemplo un generador de vacío puede ser conectado en cascada con un ventilador y viceversa. Generalmente las máquinas conectadas en doble cascada tienen la misma capacidad, sin embargo, la diferencia de las alturas puede ser con todo, completamente diferentes.

EXPERIMENTO No. 11

MEDICION DEL FLUJO DE AIRE POR DIAFRAGMA

La colocación de un diafragma en un ducto introduce una estrangulación en el punto de instalación, la cual dará lugar a una diferencia entre las presiones del flujo anterior y posterior a los lados de la placa de orificio. Esta diferencia de presión está en función del flujo de aire a través del ducto.

El flujo de aire puede ser determinado o trazado por la medición de la presión diferencial entre el flujo anterior y el flujo posterior a los lados de la placa de orificio.

Las mediciones requieren la conexión en el diafragma de un medidor de diferencia de presión como hizo en el experimento 5.

El equipo se pone en funcionamiento y se llega a las condiciones de operación deseados para la práctica, la diferencia de presión  $\Delta P$  en mm W.C obtenida en el diafragma puede ser leída en el medidor tipo "U".

Usualmente el flujo de aire volumétrico es expresado como sigue:

$$Q = A V \quad \text{m}^3/\text{s}$$

donde:

A: Sección de descarga o sección de cruce restringido de la placa de orificio.

V: Velocidad del aire a través de la sección de descarga A.

a) Velocidad de Descarga:

La velocidad de descarga a través del diafragma es una función de la diferencia de presión como sigue:

$$V = \sqrt{2 g v \Delta P} \quad \frac{m}{s}$$

donde:

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

$v =$  Volumen específico del aire (Práctica No. 2)

$\Delta P =$  Diferencia de presión en  $\text{Kg/m}^2$ , igual a la presión diferencial en mm de W.C.

La fórmula de arriba es aplicable bajo ciertas condiciones limitantes y es en la práctica usada de la siguiente forma:

$$V = \epsilon \beta \sqrt{2 g v \Delta P} \quad \frac{m}{s}$$

donde:  $\epsilon$ : Coeficiente de compresibilidad = 0.995

$\beta$ : Coeficiente de descarga = 0.79

Los coeficientes prácticos de arriba permiten que la fórmula sea usada para este caso específico con un error de menos del 2%. Introduciendo las constantes, la fórmula puede ser usada para determinar la velocidad de descarga en la sección de cruce restringido la cual por lo tanto será:

$$V = 3.5 \sqrt{v \Delta P} \quad \frac{m}{s}$$

b) Volumen específico: El volumen específico  $v$ , en  $m^3/Kg$ , depende de la presión de aire existente, las condiciones de temperatura y humedad relativa.

c) Area de Sección: El diafragma usado tiene un diámetro mínimo de garganta de 337.54 mm. El área de la sección de cruce libre será:

$$A = \pi (D^2 / 4) \times 10^{-6} = 0.0890 \text{ m}^2$$

d) Flujo de Aire Volumétrico: Si la cantidad es tomada de los puntos concernientes a la velocidad de descarga, y a la sección de área, la fórmula final por la cual el flujo de aire volumétrico puede ser determinado será:

$$Q = A \times 3.5 \sqrt{v \Delta P}$$

Por ejemplo, con un  $\Delta P = 160$  mm W.C. en el diafragma y con las siguientes características:

$p = 10,400$  Kg/m<sup>2</sup>, a conexión estática  
 $i = 0.50\%$  humedad relativa  
 $t = 24^\circ\text{C}$  temperatura de aire  
 $p_s =$  será igual a 300 Kg/m<sup>2</sup>  
 $v =$  será igual a 0.74 m<sup>3</sup>/kg  
 $Q = 0.957$  m<sup>3</sup>/S

MEDICION DEL FLUJO DE AIRE POR DIAFRAGMA

Prueba	Diferencia de Presión	Velocidad	Caudal
1			
2			
3			
4			
5			
6			
7			
8			

## EXPERIMENTO No. 12

### MEDICION DEL FLUJO DE AIRE POR DIAFRAGMA CON PRESION PREFIJADA

El experimento No. 11 describe el método general para determinar el flujo de aire por medición de diferencia de presión por medio de un diafragma.

En la práctica sin embargo, métodos más simples y rápidos que no necesitan ningún cálculo arduo pueden ser utilizados. El más común de ellos es llamado método de presión prefijada.

Una calibración exacta dará la diferencia de presión para la cual el flujo máximo de aire seco a la presión diferencial es desarrollado. El otro valor (menor) puede ser tomado de una tabla la cual da el porcentaje de flujo en función de la diferencia de presión efectiva (vea la tabla No. 5 que muestra las presiones diferenciales a valores porcentuales de flujo).

En el caso de estudio, para un valor a plena escala (100% de flujo).

$$\Delta P = \frac{Q \gamma}{(r_e D^2 \varepsilon 0.01252)^2}$$

Donde:  $Q = 16,000 \text{ Nm}^3/\text{h}$   
 $\alpha = 0.79$  = coeficiente de descarga  
 $re = 0.4923$  = radio de regulación  
 $\varepsilon = 0.995$  = coeficiente de compresibilidad,  
 $\gamma = 1.29$  = gravedad específica del aire seco  
 $D = 480 \text{ mm}$

Por lo tanto .

$$\Delta P = 400 \text{ mm de W.C. a } 16,000 \text{ Nm}^3/\text{h}$$

Los valores de flujo de cualquier otra diferencia de presión puede ser tomado de la tabla número 5 usando el experimento No. 12.

EXPERIMENTO No. 13

MEDICION DEL FLUJO DE AIRE POR TUBO DE PITOT

El tubo de pitot conectado con un medidor de diferencia de presión como esquemáticamente se muestra en la figura 5.1, nos da el término dinámico de la altura en columna de agua, lo que es igual a  $\text{Kg/m}^2$  :

$$\Delta P = \gamma \frac{V^2}{2g} \frac{\text{kg}}{\text{m}^2}$$

La gravedad específica  $\gamma$  ha sido el valor previamente calculado en la práctica número 2.

Determinemos el valor de  $V$ , el cual es una función de muchas variables, como las siguientes:

a) Velocidad del aire a través del ducto. La velocidad del aire es determinada de la relación de arriba por las siguiente fórmula:

$$V = \sqrt{2g} \sqrt{\Delta P}$$

La cual es muy similar a la de la velocidad de descarga a través del diafragma la cual ha sido dada en la práctica número 11.

También ésta fórmula es teórica. En la práctica, un coeficiente de corrección el cual es igual a 0.922 en este caso, debe ser introducido.

Así,

$$V = 0.922 \sqrt{2 g v \Delta P}$$

Y también

$$V = 4.08 \sqrt{v \Delta P}$$

b) Flujo de Aire Volumétrico:

El flujo de aire volumétrico será:

$$Q = A V \quad , \quad \text{m}^3/\text{S}$$

Donde  $A = \pi D^2/4 = 0.180 \text{ m}^2 =$  área seccional del cruce del ducto en el punto de medición.

c) Ejemplo:

Asumiendo un  $\Delta P = 10 \text{ Kg/m}^2$ , que es igual a mm columna de agua, y un  $v = 0.74 \text{ m}^3/\text{Kg}$  que han sido obtenidos de un experimento, la velocidad del aire y del flujo a través del ducto será respectivamente:

$$V = 11.16 \text{ m/S} \quad \text{y} \quad Q = 2.0 \text{ m}^3/\text{S} = 7,200 \text{ m}^3/\text{h}$$

EXPERIMENTO No. 14

TABLA DE VELOCIDAD DE AIRE

La tabla 5.1 da la velocidad de aire (aire seco a presión atmosférica Standard) en función de la temperatura de aire en el ducto y la presión diferencial en el medidor correspondiente a la altura dinámica.

Los valores tabulados encuentran el requerimiento de la relaciones siguientes:

$$V_0 = \frac{R T}{P} \quad \frac{m^3}{Kg}$$

$$V = K \sqrt{2g} v p$$

$$V_0 = \frac{R T}{p} \quad \frac{m^3}{kg}$$

donde:  $R = 29.7 =$  una constante de aire  $\frac{Kg_f \cdot m}{Kg \cdot ^\circ K}$   
 $T = 273 + t, \text{ } ^\circ K$   
 $p = 10,330 \text{ Kg/m}^2$   
 $K = 0.922_1 =$  coeficiente de corrección

La tabla puede ser usada después que el volumen específico ha sido adecuadamente corregido a fin de restaurar las condiciones standard de humedad y presión (1 ata).

La interpolación lineal es permitida para los valores de temperatura  $t$  los cuales no correspondan a los valores tabulados.

Ejemplo:

Para una temperatura de  $27^{\circ}\text{C}$  y  $H=20$  mm W.C., en la línea horizontal correspondiente a  $18$  m/s,  $H=19.892$  a  $20^{\circ}\text{C}$  y  $H=19.234$  a  $30^{\circ}\text{C}$ .

Así que, a  $27^{\circ}\text{C}$ ,  $H=19.234 + 3/10 \cdot 0.658 = 19.431$

Similarmente, en la línea horizontal correspondiente a  $19$  m/s,  
 $H = 21.430 + 3/10 \cdot 0.734 = 21.650$

Por último, para  $20$  mm W.C:

$$V = 18 + \frac{20 - 19.431}{21.650 - 19.431} \cdot (19 - 18)$$

$$V = 18.257 \text{ m/s}$$

C m/sec	10° mm W.C.	20° mm W.C.	30° mm W.C.
1.0	0.0636	0.0613	0.0594
2.0	0.2543	0.2455	0.2375
3.0	0.5721	0.5525	0.5343
4.0	1.1070	0.9823	0.9498
5.0	1.5892	1.5349	1.4841
6.0	2.2884	2.2102	2.1371
7.0	3.1148	3.0084	2.9088
8.0	4.0683	3.9293	3.7992
9.0	5.1490	4.9731	4.8034
10.0	6.3568	6.1396	5.9396
11.0	7.6917	7.4289	7.1829
12.0	9.1538	8.8411	8.5483
13.0	10.743	10.376	10.032
14.0	12.460	12.033	11.635
15.0	14.304	13.815	13.358
16.0	16.146	15.595	15.078
17.0	18.371	17.744	17.156
18.0	20.596	19.892	19.234
19.0	22.948	22.164	21.430
20.0	25.427	24.559	23.745
21.0	28.033	27.076	26.177
22.0	30.767	29.716	28.732
23.0	33.627	32.479	31.403
24.0	36.615	35.364	34.193
25.0	39.729	38.373	37.102
26.0	42.972	41.504	40.129
28.0	49.837	48.135	46.541
30.0	57.211	55.257	53.427
32.0	65.093	62.870	60.788
34.0	73.484	70.970	68.624
36.0	82.384	79.570	76.634
38.0	93.039	88.656	85.720
40.0	101.71	98.234	94.981
45.0	128.72	124.33	120.21
50.0	158.91	153.49	148.41

Tabla 5.1  
Velocidad del aire a diferentes  
temperaturas y su correspondiente presión dinámica  
Aire Seco a 760 mm Hg

EXPERIMENTO No. 15

MEDICION DEL FLUJO DEL AIRE POR ANEMOMETRO

(INSTRUMENTO OPCIONAL)

Como una regla, ningún sistema de ventilación o acondicionador de aire es equipado con instrumentos fijos para medición del flujo de aire que es entregado. Generalmente, anemómetros portables son colocados en la salida del ducto y son usados para propósitos de chequeo. Estos son, en efecto, muy prácticos, fáciles de manejar y exactos.

El ejercicio es conducido como sigue:

1. Arranque el ventilador

2. Coloque el anemómetro a la salida del ducto tomando en cuenta que:

- Esté tan cerca de la salida del ducto como sea posible,
- Que el rotor del anemómetro este en línea con el ducto,
- El operador no obstaculice el flujo de aire.

3. Cuando el anemómetro gire a un rango de velocidad estable, lea la velocidad en m/s en la escala del anemómetro.

4. Si el área de la sección de cruce del ducto es conocida, el flujo de aire puede ser calculado por la relación

$$Q = A V 3,600 \text{ m}^3/\text{h}$$

La tabla de datos para controlar las prácticas puede ayudarnos en la lectura de los datos.

Nota: El método de medición del flujo de aire por medio de anemómetro es adecuado en líneas de flujo con obturadores que proporcionan paso sumamente libre en la posición de mayor abertura. Si el obturador está parcialmente cerrado la medición puede no ser precisa: Esto se debe a la dificultad de calcular la sección de descarga y a el hecho de que el obturador perturba considerablemente el flujo y entonces no se podrá determinar cual velocidad en particular es la medida por el anemómetro.

MEDICION DEL FLUJO DE AIRE POR TUBO DE PITOT Y ANEMOMETRO

Prueba	Presion dinamica	Velocidad	Caudal
1			
2			
3			
4			
5			
6			
7			
8			

EXPERIMENTO No. 16

FLUJO DE AIRE EN METROS CUBICOS NORMALES

Las características del aire ambiente, pueden variar mucho dependiendo de la presión barométrica, la temperatura y la humedad relativa.

Dependiendo de las condiciones anteriores, el rendimiento de un ventilador así como el de cualquier otra máquina que opera con aire será considerablemente diferente.

Ya que para conocer exactamente el funcionamiento de dichas máquinas, especialmente los ventiladores, ha sido acordado que el funcionamiento debe estar referido al aire con características estandar. Como una referencia, al decir aire seco, se asume humedad relativa 0% y una presión atmosférica de 760 mm de mercurio.

El flujo de aire volumétrico obtenido en las condiciones "normales" mencionadas arriba es expresado en Metros Cúbicos Normales.

Es evidente que para transportar las mediciones de un flujo obtenido en condiciones de operación actual a condiciones normales, se requerirán las dos correcciones siguientes:

- a) Corrección de humedad efectiva a aire seco
- b) Corrección de presión efectiva a presión normal.

La corrección concerniente a la humedad del aire ha sido ya discutida en la práctica No. 2. Vamos por lo tanto a recordar que la corrección requiere el conocimiento de algunas variables como:

- a) Humedad relativa del aire en la planta
- b) Temperatura del aire y
- c) Presión efectiva del aire,

esto consiste en reemplazar el volumen ocupado por el vapor de agua saturado con su equivalente aire seco a condiciones de presión y temperatura iguales.

La corrección concerniente a la presión relacionará el cálculo del volumen tomado por el aire seco a la presión efectiva existente en el banco, cuando la presión efectiva es igual a la presión de referencia, es decir  $1 \text{ ata} = 10,330, \text{ Kg/m}^2$ .

La corrección de presión requiere el conocimiento de las siguientes variables:

- a) Presión barométrica en las mediciones del flujo y
- b) La altura en la planta.

En general la presión estática más alta en el ducto es, la mayor que se obtiene de el valor del flujo máximo medido en  $\text{Nm}^3/\text{h}$ .

Refiriéndonos al aire seco, si  $Q$  es flujo medido y  $Q_n$  es el flujo deseado en  $\text{Nm}^3/\text{h}$ , la fórmula de conversión será:

$$Q_n = Q \frac{\Delta p + Patm}{10,330} \frac{Nm^3}{h}$$

donde:  $\hat{\Delta}p$ : Es la presión diferencial entre la planta y el ambiente, en Kg/m<sup>2</sup>.  
 Patm: Presión barométrica, en Kg/m<sup>2</sup>

ó

$$Q_n = Q (\Delta P + Patm)$$

Si la presión  $\hat{\Delta}p$  y Patm son expresadas en ata., de lo contrario

$$Q_n = Q \frac{\Delta P + Patm}{760}$$

Si la presión  $\hat{\Delta}p$  y Patm son expresadas en mm de Hg.

## EXPERIMENTO No. 17

### CARACTERISTICAS DE LOS VENTILADORES

Por curvas características del ventilador entenderemos el gráfico que se genera al plotear el flujo en  $\text{Nm}^3/\text{h}$  contra la altura total en mm W.C.

Las curvas son obtenidas por operación del ventilador a velocidad constante.

Tres curvas características llamadas:

- a) Curva de primera etapa del ventilador, operación sencilla
- b) Curva de segunda etapa del ventilador, operación sencilla
- c) Curva de ambas etapas del ventilador operación simultánea

pueden ser obtenidas experimentalmente por el banco de ventiladores axiales.

Las operaciones serán desarrolladas, como sigue:

1. Instale el obturador de compuertas múltiples en el lado de salida, este obturador es muy conveniente para un fácil control del flujo.
2. Instale el diafragma en el lado de la succión, si la medición del flujo por medio de este es deseada.
3. Ponga en marcha el ventilador (cualquiera o ambas de las etapas dependiendo de la curva deseada).
4. Abra completamente el damper, para asegurar el flujo máximo a través de la línea.

5. Mida:

- a) Altura estática en la conexión de entrega (6), ver fig. 3.4.
- b) Altura total por el tubo de pitot
- c) Presión diferencial en la placa de orificio.

6. Si el diafragma no es usado para la medición del flujo, es conveniente conectar el tubo de pitot para medir solamente la altura dinámica.

7. Repetir las mediciones después de regular el damper con posiciones pequeñas de apertura, por ejemplo 75%, 50%, 25%: Mientras más pequeñas sean las variaciones de abertura se obtendrá mejores resultados.

#### OBTENCION DE RESULTADOS

- a) Con las mediciones haga una tabla de datos (Se sugiere una al final de esta práctica).
- b) De la diferencia de presión en el diafragma, determine el flujo de aire como se describe en la práctica 11 ó 12.
- c) Si el diafragma no es usado, determine el flujo por medio del valor de altura dinámica como se describe en las prácticas 13 ó 14. Tabule los valores calculados del flujo en una tabla.
- d) La altura total puede ser medida también con el tubo de Pitot o calculada como una suma de la presión estática y dinámica.
- e) Haga una gráfica que muestre el flujo volumétrico en las abcisas y la altura total en las ordenadas.

Tres curvas pueden ser obtenidas:

- Dos curvas prácticamente idénticas, para cada etapa de la planta, y una curva para ambas etapas. Hay que recordar que el rendimiento de cada etapa es menor que la mitad de la que desarrollan ambas etapas; esto es debido a la potencia perdida en el arrastre de la etapa no energizada cuando solo una etapa es operada.

**CURVA CARACTERISTICA DEL VENTILADOR**

Prueba	Altura Estatic	Tubo de Pitot		Diafrag.	Flujo	Altura total	Grados Abertura	Notas
		Din	Tot					
1								
2								
3								
4								
5								
6								
7								

Tipo de Damper \_\_\_\_\_

Presion Barometrica \_\_\_\_\_

Humedad Relativa \_\_\_\_\_

Temperatura \_\_\_\_\_

## EXPERIMENTO No. 18

### CARACTERÍSTICAS DE UN GENERADOR DE VACIO

Si el ventilador es usado como un extractor, es importante hacer las curvas características mostrando el flujo volumétrico en las abcisas y el vacío total en las ordenadas.

La práctica es muy idéntica a la número 17, con las siguientes excepciones:

1. Instalar el obturador de compuertas múltiples en el lado de la succión.
2. Instale el diafragma, si se requiere, en el lado de la entrega.
3. Mida el vacío estático conectando un medidor de presión con la conexión (1) como se muestra en la figura 3.4, pág. 84.
4. Los datos son trabajados de forma idéntica, sin embargo, la suma del vacío estático y la altura dinámica, serán asumidas aquí como el vacío total, como se determinó en la práctica No. 9.
5. Es interesante comparar las curvas obtenidas (con ambas etapas en operación), con las curvas de la práctica anterior.
6. Anote los datos en la tabla usada en experiencias anteriores.

PRACTICA No. 19

POTENCIA DE ENTRADA DEL VENTILADOR

Esta depende esencialmente de la altura total y del flujo volumétrico que está siendo entregado.

La fórmula que permite calcular los requerimientos de potencia es la siguiente:

$$P_o = \frac{Q H}{3,600 \times 102 \eta} \quad KW$$

donde: Q: flujo, en m<sup>3</sup>/h ó Nm<sup>3</sup>/h  
H: Altura total, en mm W.C. ó Kg/m<sup>2</sup>  
η: Eficiencia total

En este caso específico, la fórmula es aplicable para ambos casos ya sea que trabaje con una o ambas etapas. Por supuesto el valor de Q y H, así como la eficiencia total, la cual es mucho menor cuando solo una etapa está en operación debido al arrastre de la otra etapa, cambiarán.

La potencia de entrada para las diferentes condiciones de operación de la planta puede ser leída directamente si se instalan vatímetros en el panel eléctrico para cada etapa, también podrá calcularse por medio de la fórmula:

$$P_o = \sqrt{3} \text{ Volt } I_L \cos\theta$$



Donde Volt = Voltaje de operación  
 $I_L$  = Corriente de operación  
 $fp \theta$  = factor de potencia =fp

Cada uno de los valores de potencia medidas debe ser caracterizado por la altura total y el flujo volumétrico que está siendo entregado.

En el desarrollo del ejercicio, deben ser realizadas las siguientes operaciones:

1. Instale el damper seleccionado para el ejercicio, en el lado de la descarga y la placa de orificio, si se necesita, en el lado de la succión.
2. Arranque la primera etapa de la planta y abra el damper
3. Mida:
  - a) La altura estática entregada
  - b) La altura dinámica o total por el tubo de pitot.
  - c) La diferencia de presión en el diafragma.
  - d) La potencia de entrada (en el vatímetro o calculada).
4. Cambie de posición la abertura del damper y repita las mediciones.
5. Ponga en marcha la segunda etapa y repita las mediciones, anotando la potencia de entrada en el vatímetro o los parámetros para su cálculo.

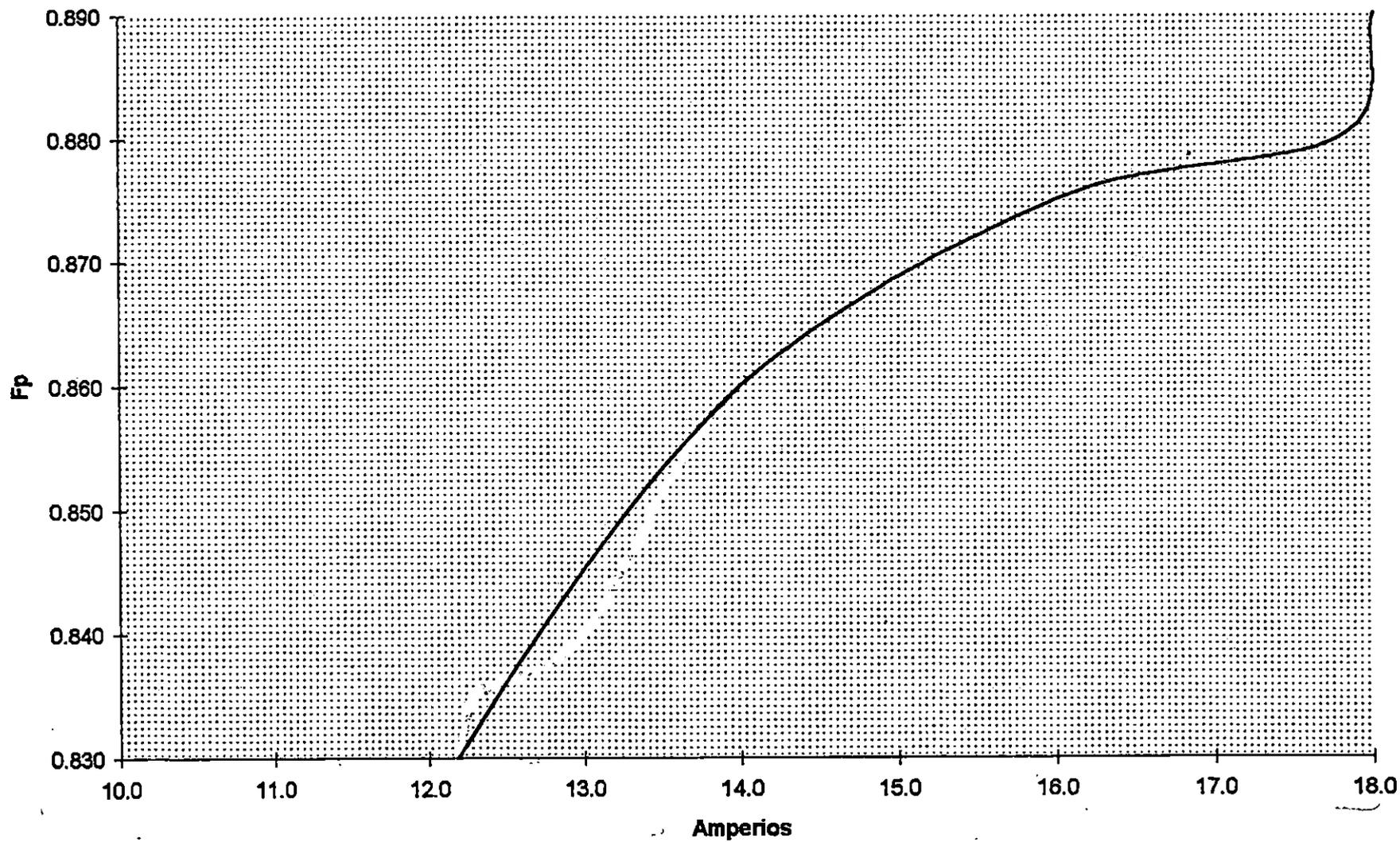
#### OBTENCION DE RESULTADOS

- a) Anote las mediciones hechas en una tabla (se sugiere una al final de la práctica) y complementela con la altura total y el

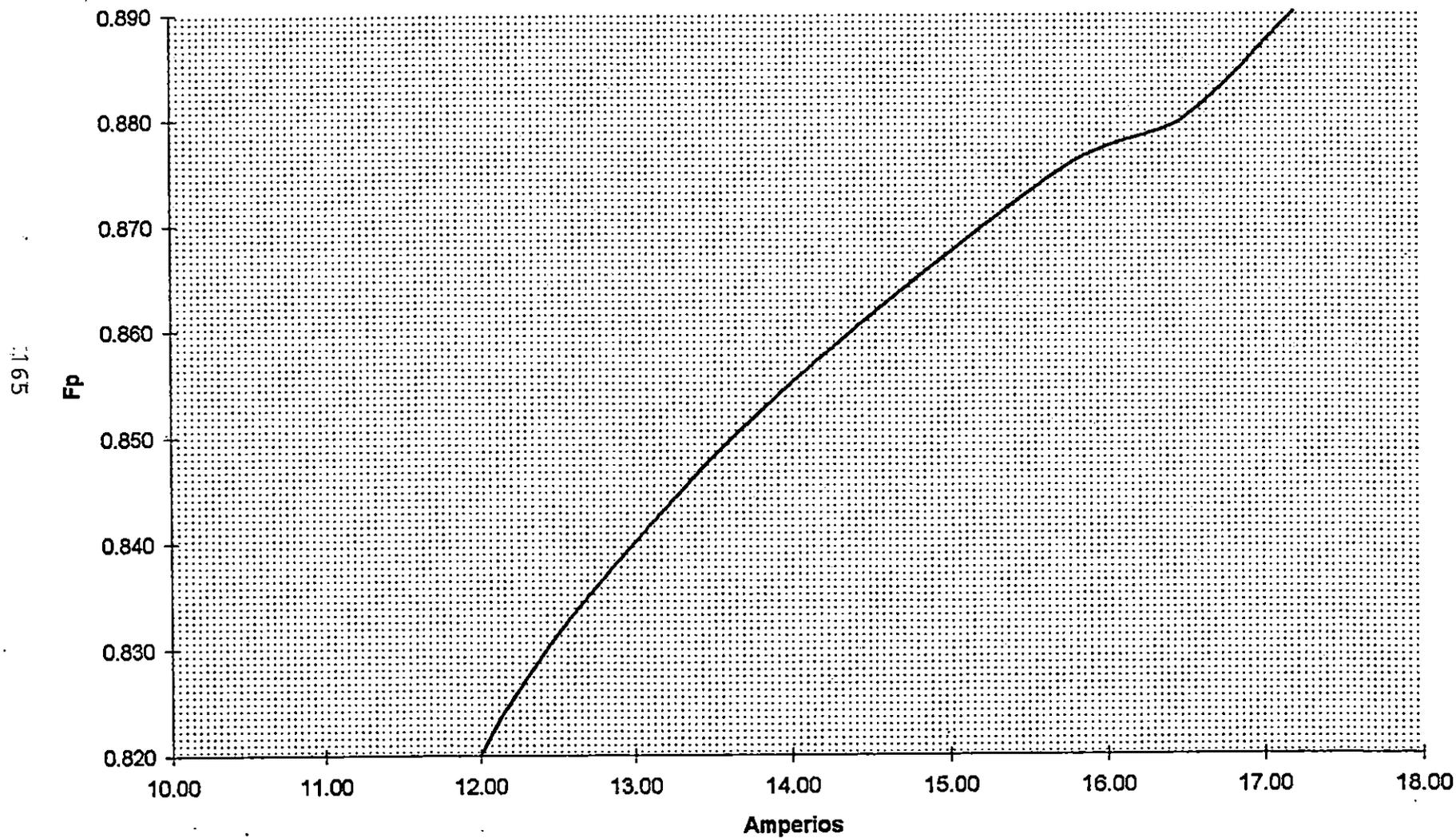
flujo volumétrico obtenido.

- b) Para la operación con ambas etapas, calcule la potencia total de entrada.
- c) Dibuje un diagrama de la potencia de entrada, ploteando el flujo en porcentaje de abertura del damper, contra la potencia de entrada de solo una etapa y de ambas etapas.
- Dos curvas pueden ser obtenidas, una para la operación con solo una etapa y una para la operación con ambas etapas,
- d) Con las gráficas mostradas a continuación, se podrá calcular la potencia de entrada para cada una de las etapas, tomando la lectura de corriente del amperímetro, podemos encontrar en la gráfica el factor de potencia, el que se podrá sustituir en la fórmula, con la lectura de voltaje para obtener la potencia de entrada.

### Factor de Potencia de Etapa I



### Factor de Potencia de Etapa II



POTENCIA DE ENTRADA

Prueba	Altura Estatica	Tubo de Pitot		Diafragma	Flujo	Potencia
		Din.	Tot.			
1						
2						
3						
4						
5						
6						
7						

Tipo de Damper \_\_\_\_\_

Presion Barometrica \_\_\_\_\_

Humedad Relativa \_\_\_\_\_

Temperatura \_\_\_\_\_

PRACTICA No. 20

EFICIENCIA DEL VENTILADOR

La eficiencia del ventilador es expresada en la siguiente relación:

$$\eta = \frac{Q H}{3,600 \times 102 P_o}$$

donde:

Q: Flujo de aire, en Nm<sup>3</sup>/h

H: Altura total en mm W.C. o kg/m<sup>3</sup>

P<sub>o</sub>:Potencia de entrada, en KW

La eficiencia que puede ser determinada de esta relación es la eficiencia total incluyendo las pérdidas debido a:

- a) Operación eléctrica del motor
- b) Ventilador
- c) Flujo en el ducto durante la prueba.

Asumiendo P<sub>o</sub> como la potencia eléctrica de entrada de el motor, a unas condiciones dadas de operación,  $\eta P$  será la potencia que puede ser actualmente encontrada en el fluido de trabajo.

Sin las mediciones concernientes a la planta completa, no es posible determinar la eficiencia termodinámica de un solo ventilador. Por otra parte solo se puede determinar la eficiencia total de la unidad instalada, es decir el valor expresado por la fórmula anterior, es de interés para cualquier aplicación industrial.

El valor calculado de eficiencia debe estar caracterizado por condiciones de operación dadas, como la velocidad de rotación del ventilador, flujo que está siendo entregado y la potencia total requerida.

De estos parámetros, el flujo es usualmente asumido como una variable independiente. Por otra parte, a través de la acción del damper, el valor de la eficiencia puede ser determinado como una función del flujo de aire que está siendo entregado.

Ploteando la función, se obtendrá la curva de funcionamiento del ventilador. La siguiente práctica describirá como obtener la curva de eficiencia con solo una etapa y con ambas etapas en operación.

Del valor de eficiencia total que se obtuvo, es posible determinar las pérdidas más importantes en el ducto durante la práctica N° 32.

**CURVAS DE EFICIENCIA**

Prueba	Altura Estatica	Tubo de Pitot		Flujo	Diafrag.	Potencia Teorica	Potencia real	Notas
		Din	Tot					
1								
2								
3								
4								
5								
6								
7								

Tipo de Damper \_\_\_\_\_

Presion Barometrica \_\_\_\_\_

Humedad Relativa \_\_\_\_\_

Temperatura \_\_\_\_\_

PRACTICA N°. 21

EFICIENCIA DEL VENTILADOR CON SOLO UNA ETAPA EN OPERACION

La práctica deberá ser conducida como sigue:

1. Escoja el damper a ser usado para la prueba e instálelo en la línea de descarga (o en la línea de succión si se desea determinar la eficiencia del ventilador como extractor).
- 2) Instale la placa de orificio en el lado de la succión (o en el lado de la descarga si se esta determinando la eficiencia del ventilador como extractor).
- 3) Con el damper en la posición de cerrado, arranque la segunda etapa del ventilador.
- 4) Abra el damper y mida:
  - a) la diferencia de presión en el diafragma
  - b) Altura total con el tubo de pitot
  - c) Altura estática en la conexión de entrega
  - d) Potencia de entrada al motor por el vatímetro o cálculo por fórmula.
- 5) Regule el damper (por ejemplo, 80% de abertura), y repita las mediciones.
- 6) Regule el damper progresivamente (por ejemplo, a 60, 40, ó 20% de abertura), y repita las mediciones para cada condición de prueba.

## OBTENCION DE RESULTADOS

- a) Escriba las mediciones hechas para cada ejercicio, en una tabla como la sugerida al final de la práctica.
- b) Calcule el flujo en Nm<sup>3</sup>/h de la presión diferencial determinada de la placa de orificio y haga las correcciones necesarias de presión y humedad, almacene estos resultados en la tabla.
- c) Para cada ejercicio, calcule la eficiencia por la fórmula dada esta es:

$$\eta = \frac{Q H}{3,600 \times 102 P_o}$$

donde:

Q: flujo de aire, en Nm<sup>3</sup>/h  
H: Altura total, en mm de w.c. o Kg/m<sup>2</sup>  
P<sub>o</sub>: Potencia de entrada, en K.W.

Introduzca los resultados en la tabla.

- d) Haga un gráfico mostrando el flujo de aire Q en las abcisas y la eficiencia  $\eta$  en las ordenadas, marque los puntos obtenidos para las pruebas y únalos. La curva así obtenida será similar a la curva mostrada en la figura 5.4
- e) Deberá notar que la eficiencia calculada es menor, recuerde que

esto se debe a la presencia de turbulencia causada por la operación de una sola etapa. Esta turbulencia puede ser fácilmente observada a través del ducto transparente, si hilos de lana son fijados en la superficie interior.

Como los ventiladores son contrarrotativos, la aplicación de las tiras de lana en la superficie interior del ducto permitirá que la turbulencia pueda ser observada cuando cualquiera de las dos etapas esté trabajando.

## PRACTICA No. 22

### EFICIENCIA DEL VENTILADOR CON AMBAS ETAPAS EN OPERACION

La prueba es realizada como sigue:

1. Escoja el damper a usar para la prueba e instálelo en la línea de descarga.
2. Instale el diagrama en la línea de succión.
3. Con el damper cerrado, arranque la primera etapa y después la segunda.
4. Abra el damper y mida:
  - a) La diferencia de Presión en el diagrama
  - b) Altura total por el tubo de pitot
  - c) Altura estática entregada la conexión de descarga
  - d) Potencia de entrada para cada etapa leída en el vatímetro.
5. Regule el damper (por ejemplo, a 80, 60, 40, 20% de apertura) para cada nueva condición de operación y repita las mediciones.

#### OBTENCION DE RESULTADOS

- a) Almacene las mediciones hechas para cada ejercicio en un tabla (vea la tabla de práctica 21) y detalle en ella las otras condiciones de operación, tales como el tipo de damper usado y las condiciones ambientales (presión barométrica, temperatura, humedad relativa).

- b) Calcule el flujo en  $\text{Nm}^3/\text{h}$  que está siendo desarrollado durante cada ejercicio con la diferencia de presión en el diagrama y haga las correcciones necesarias de presión y humedad, almacene los resultados en una tabla.
- c) Para cada prueba, calcule la eficiencia por la fórmula:

$$\eta = \frac{Q H}{3,600 \times 102 P_o}$$

donde: Q= flujo de aire,  $\text{Nm}^3/\text{h}$   
H= Altura total, en mm C.W. o  $\text{Kg}/\text{m}^2$   
P<sub>o</sub>= Potencia total de entrada de ambas etapas en KW

La potencia de entrada a ser usada en la fórmula es por lo tanto la suma de las lecturas parciales de los 2 vatímetros.

Almacene estos datos calculados de eficiencia, en la tabla.

- d) Haga un gráfico que muestre, mostrando el flujo de aire Q en las abcisas y  $\eta$  en las ordenadas.

Marque los puntos obtenidos en los ejercicios y únalos.

La curva obtenida será similar a la obtenida en la figura 5.4

- e) Hay que notar que la eficiencia calculada es mucho mayor que la eficiencia del ventilador con una sola etapa en operación. Esto hay que recordar que es debido a la eliminación de la turbulencia cuando se trabaja con ambas etapas.

Si fuera posible vea a través del ducto transparente que el flujo del aire es prácticamente axial. Si esto es así, los hilos de lana tenderían a alinearse paralelos al eje del ducto.

## EXPERIMENTO No. 23

### EFICIENCIA COMO EXTRACTOR

La eficiencia de cualquier etapa o ambas etapas en el ventilador funcionando como extractor puede ser determinada casi de la misma manera como se describió en los ejercicios anteriores:

La fórmula a usar es:

$$\eta = \frac{Q V_T}{3,600 \times 102 P_o}$$

donde:  $V_T$  = vacío total, tal como se determino en la práctica n. 9

Las operaciones a ser desarrolladas son:

1. Instale el damper en el lado de succión.
2. Instale la placa de orificio en el lado de la descarga.
3. Mida la altura dinámica con el tubo de pitot
4. Mida el vacío estático en la conexión (estática) de succión.

Una caída sustancial en eficiencia aparece cuando solo se opera una etapa, debido a la turbulencia en la descarga.

La tabla de la práctica 21 puede ser usada cuando se realice esta práctica.

PRACTICA N°. 24

MEDICION DE ALTURA CON LA SALIDA CERRADA

Una de las más importantes pruebas a la cual una planta industrial puede ser sometida, consiste en probar la planta con el ventilador funcionando y el ducto cerrado por un damper.

Generalmente esto permitirá la determinación de:

- a) La máxima presión estática que puede ser conseguida en el ducto.
- b) La estanqueidad del damper.
- c) La entrada de potencia del ventilador bajo estas condiciones de operación.

La prueba puede ser realizada así:

1. Seleccione el damper que será usado en la prueba e instálelo en el lado de la descarga.
2. El diafragma no es usado aquí porque no está diseñada para mediciones de flujo mínimo ocasionados por el damper en condición de completamente cerrado.
3. Conecte el tubo de pitot a un medidor de presión micrométrico, de tal forma que mida la altura dinámica.
4. Arranque cualquiera de las etapas del ventilador.

5. Mida:

- a) Potencia de entrada en el vatímetro.
- b) Presión estática en la conexión colocada inmediatamente antes del damper.
- c) Cualquier diferencia de presión con el medidor de presión micrométrico.

6. Arranque la otra etapa y repita las mediciones.

7. La misma prueba puede ser repetida tantas veces como dampers disponga el banco.

#### OBTENCION DE RESULTADOS

a) Calcule el flujo que está siendo entregado, del valor de altura dinámica obtenida por el medidor de presión micrométrico. El valor calculado del flujo representará la estanqueidad del obturador usado.

b) Calcule la eficiencia siguiendo el ejercicio descrito en la práctica 20.

La misma prueba puede ser repetida, en el caso de que el ventilador sea utilizado como un extractor, en este caso:

- i) Instale el damper en el lado de la succión.
- ii) Mida el vacío estático en la conexión inmediatamente después del damper.

La importancia de este ejercicio es la determinación del valor máximo de vacío que puede ser obtenido en el ducto.

- c) Las tablas para el control de pruebas anteriores pueden ser usadas para este ejercicio.

EXPERIMENTO No. 25

CALCULO DE LA POTENCIA DE ENTRADA CON LA SALIDA CERRADA

La potencia de entrada del ventilador con la salida cerrada, es decir, con practicamente un flujo cero, exceptuando las pérdidas de sellado del obturador utilizado, puede ser determinada así:

$$P_o = 0.0118 \left( \frac{N}{1,000} \right)^3 \text{ Kw}$$

donde:  $P_o$ : Potencia de entrada en KW  
N: Velocidad en rpm  
0.0118: Valor que incluye constantes y factores de corrección

El cálculo de la potencia de entrada efectiva del motor, da cuenta de la eficiencia del motor y de los mecanismos de transmisión:

Por tanto:

$$P_{\text{eff}} = \frac{P_o}{n} \text{ Kw}$$

Unos cuantos comentarios pueden ser hechos acerca de la primera relación. Asumiendo un flujo igual a cero, el ventilador no entregará energía en forma de altura, solamente mostrará la energía desperdiciada por fricción en forma de calor. La potencia desperdiciada es proporcional al cubo de la velocidad y es conocida como "pérdida de ventilación".

Esto es mencionado ya que si el flujo fuera realmente igual a cero, la potencia a rango de operación normal no dependerá de las características del ducto en el cual el ventilador está instalado.

La prueba puede ser realizada como sigue:

1. Arrancar el banco con el damper en la posición de cerrado.
2. Lea la entrada de potencia con solo una etapa y con ambas etapas en operación.
3. Calcule la potencia de entrada en cada etapa por las fórmulas anteriores, asumiendo la relación de velocidad como la velocidad de rotación.
4. Compare el valor calculado con el valor de medición.
5. Use para esta práctica la tabla mostrada en las pruebas anteriores.

## EXPERIMENTO No. 26

### INDICACIONES PARA EL USO DE MANOMETROS MICROMETRICOS

Generalmente, el sellado de un damper, y especialmente la de uno de varias placas de obturación, en la posición de totalmente cerrado, no representa una forma efectiva de detener el flujo total. Esto significa que siempre existe un pequeño flujo y por tanto una altura dinámica, aún cuando la salida del ventilador este cerrada.

Sin embargo, la medición de dichos valores por medio del diafragma y el tubo de Pitot no son posibles, tomando en cuenta que las presiones generadas son muy pequeñas, esto causa que las diferencias de presiones obtenidas no puedan ser apreciadas a simple vista ya que están en el orden, de a lo sumo un milímetro.

Para este propósito, debe ser utilizado un instrumento muy sensible, el cual es llamado manómetro micrométrico.

El medidor debe ser conectado al tubo de pitot como es mostrado en la figura al final de esta práctica, los medidores de este tipo están habilitados para lograr mediciones de la altura dinámica muy pequeñas, del orden de los 0.5 m/s, las cuales corresponden a aproximadamente 0.035 mm en manómetros diferencias normales. Es importante puntualizar que diferencias de a lo sumo 0.2 mm pueden ser apreciadas por operadores experimentados, sin embargo bajo ciertas circunstancias, pueden cometerse errores de lectura que

harán las mediciones inservibles y sin sentido.

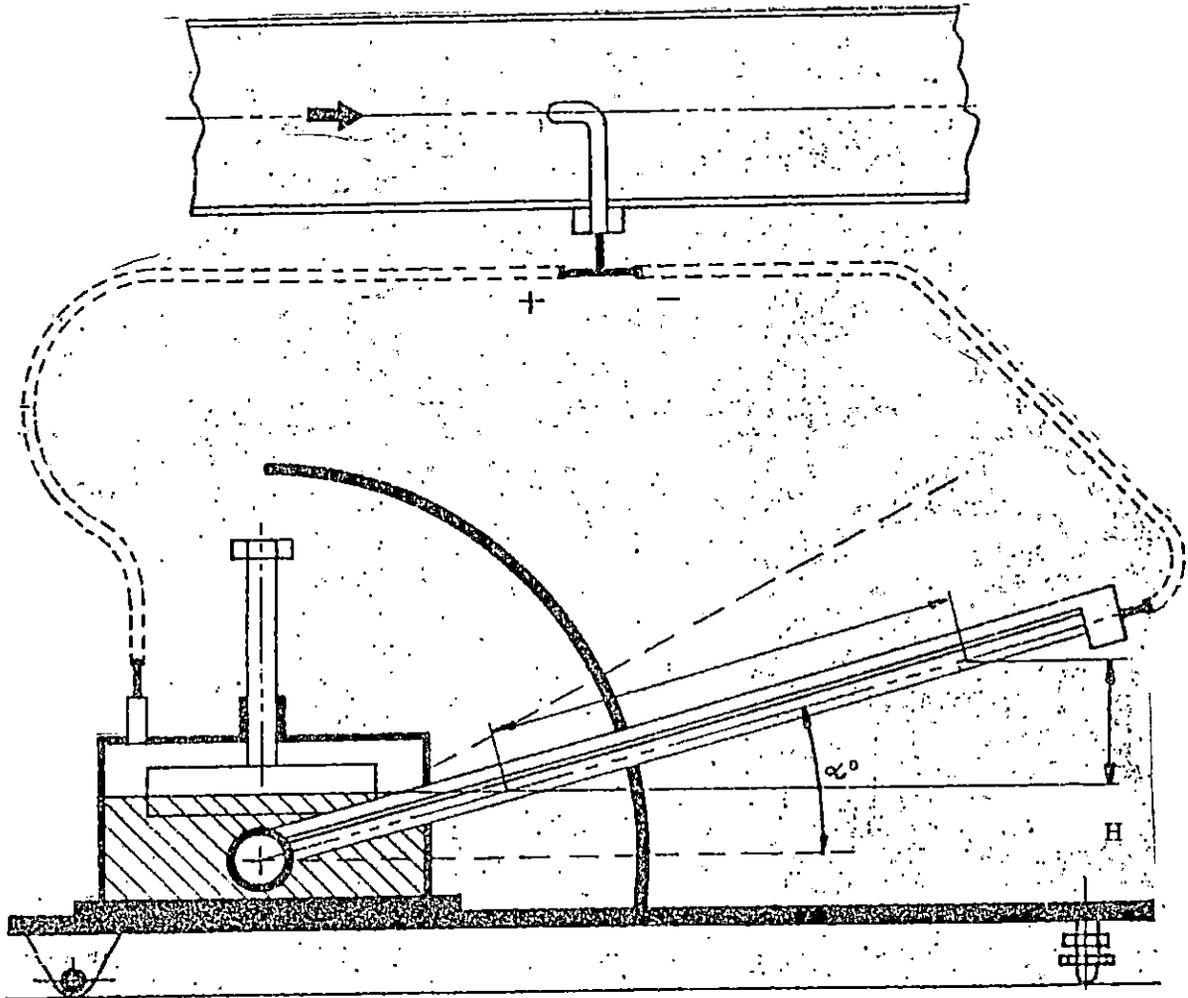
Para el uso del medidor micrométrico, el procedimiento a seguir es el siguiente:

1. Conecte el medidor micrométrico con el tubo de Pitot como se muestra en la figura al final de la práctica.
2. Monte la escala más apropiada dependiendo del valor asumido de la lectura.
3. Mida el ángulo  $\alpha$  de posicionamiento y la longitud L en el brazo reclinable correspondiente a la posición de reposo.
4. Calcule la diferencia de altura por medio de la fórmula

$$H = L \text{ seno } (\alpha)$$

los manómetros micrométricos están diseñados para funcionar como amplificadores de presión.

# Principio de Operación de un medidor Micrométrico



La diferencia de altura es medida por la formula

$$H = L \sin \alpha$$

## EXPERIMENTO No. 27

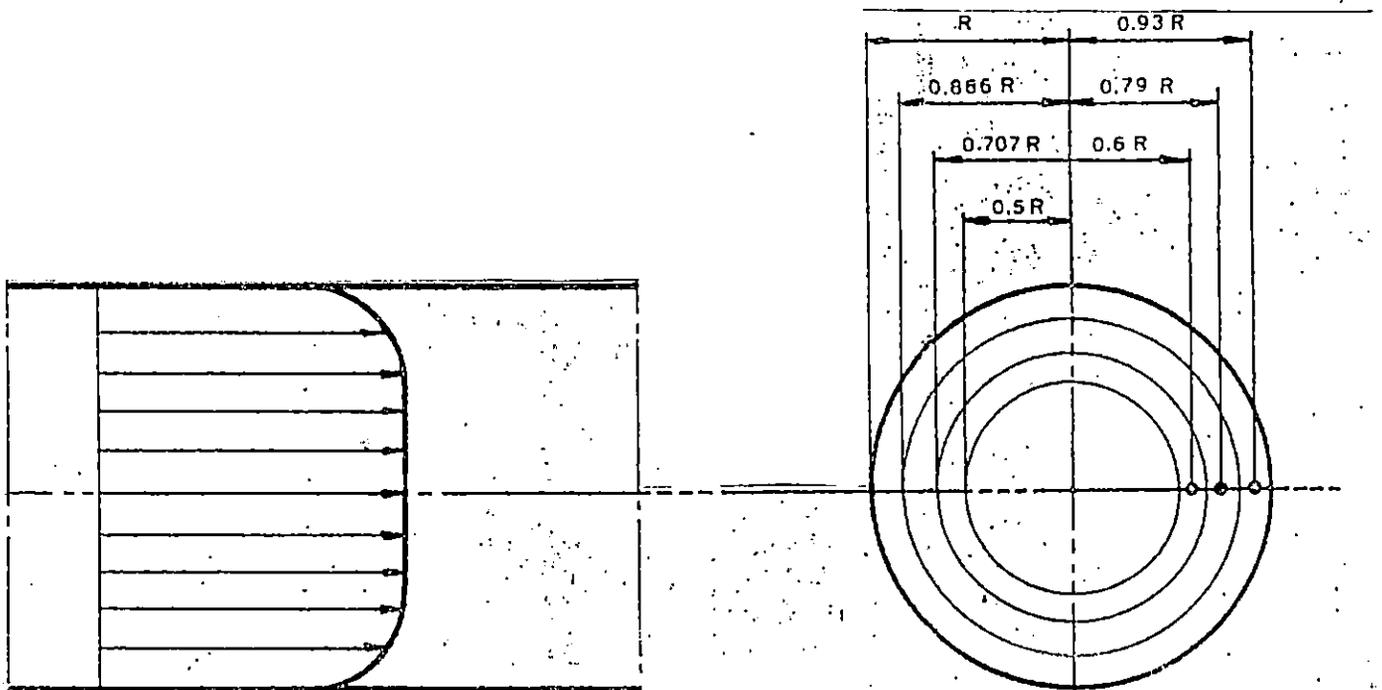
### DISTRIBUCION DE VELOCIDADES

La distribución de velocidad del aire a través de un ducto no es uniforme, debido a que es influenciada por la fricción del aire a lo largo de las paredes del ducto generada por la viscosidad del aire. La distribución de la velocidad del aire puede ser chequeada por medio de un tubo de pitot de la siguiente manera:

1. Arranque el ventilador y abra el obturador completamente a fin de obtener la velocidad del aire en sus rangos mayores.
2. Lea la diferencia de presión  $\Delta P$  en el medidor y determine la velocidad del aire en la parte central del ducto de la tabla de velocidad del aire, como se describió en la prueba 11.
3. Mueva la conexión del tubo de pitot hacia las paredes y lea de nuevo la presión; tome nota del desplazamiento radial en el tubo.
4. Desplace de nuevo el tubo de pitot hasta que toque las paredes del ducto.
5. Un número de puntos serán obtenidos, permitiendo hacer un diagrama de la velocidad del aire:

Este será similar al de la figura mostrada al final de la práctica. Es interesante notar que la capa límite, es decir la que está en contacto con la pared del ducto será prácticamente despreciable debido a la baja viscosidad del aire. La velocidad del aire, sin embargo, se incrementará muy rápidamente, alcanzando su máximo valor a una distancia mínima de las paredes del ducto.

El valor de la velocidad del aire a ser introducido en los cálculos es ,por supuesto, un valor promedio.



Perfil de velocidades

## EXPERIMENTO No. 28

### DETERMINACION DE LA CURVA DE CONTROL DEL DAMPER

En general, un damper introduce una caída de presión deseada y controlable a través de la línea donde este es instalado, la cual proporciona la variación del flujo a través del ducto.

El uso que se da al damper en el control del flujo depende esencialmente del desplazamiento que se le da a la parte en movimiento de este.

Se puede deducir de la descripción de los dampers, que el uso de estos como dispositivos de control del flujo, esencialmente depende de la forma en que la sección libre del ducto es interceptada por la parte móvil de este.

Es evidente que entre más lineal sea esta disposición, más adecuado para el control del flujo será el obturador.

El obturador más apropiado estará relacionado a su capacidad de asegurar una variación de flujo en proporción directa a su desplazamiento angular.

Esta práctica describirá como determinar la proporcionalidad que relaciona el flujo con la posición angular del damper.

La prueba puede ser conducida como sigue:

1. Arranque el ventilador, y abra totalmente (a  $90^\circ$  de su posición angular) el damper seleccionado para la prueba.
2. Lea la diferencia de presión en el diafragma y determine el flujo.
3. Gire el damper  $10^\circ$  y lea de nuevo la diferencia de presión.
4. Lea la diferencia de presión cada  $10^\circ$  hasta que esté completamente cerrado.
5. Para la última medición, un medidor de presión micrométrico será usado, permitiendo la medición del flujo con el damper completamente cerrado.

#### OBTENCION DE RESULTADOS

- a) Almacene en una tabla las mediciones, desplazamiento angular y la diferencia de presión en el diafragma (ver tabla al final de la práctica).
- b) Calcule el flujo que está siendo entregado durante la prueba por el método usado en las prácticas 11 y 12, y almacene los resultados en una tabla.

Calcule el valor porcentual del flujo en relación al valor máximo y almacene los datos en la tabla.

- c) Haga una gráfica, mostrando la posición angular del damper en las abcisas y el valor porcentual del flujo en las ordenadas. Una curva similar será obtenida a la curva mostrada en la figura adjunta.

El diagrama también muestra las curvas de los dampers de tipo mariposa y guillotina para una comparación. Esto muestra al damper múltiple como el más apropiado para el control del flujo.

- d) Si el flujo es expresado en porcentaje, se obtendrá una curva prácticamente independiente de la velocidad del ventilador.

**CURVAS DE CONTROL DE DAMPER**

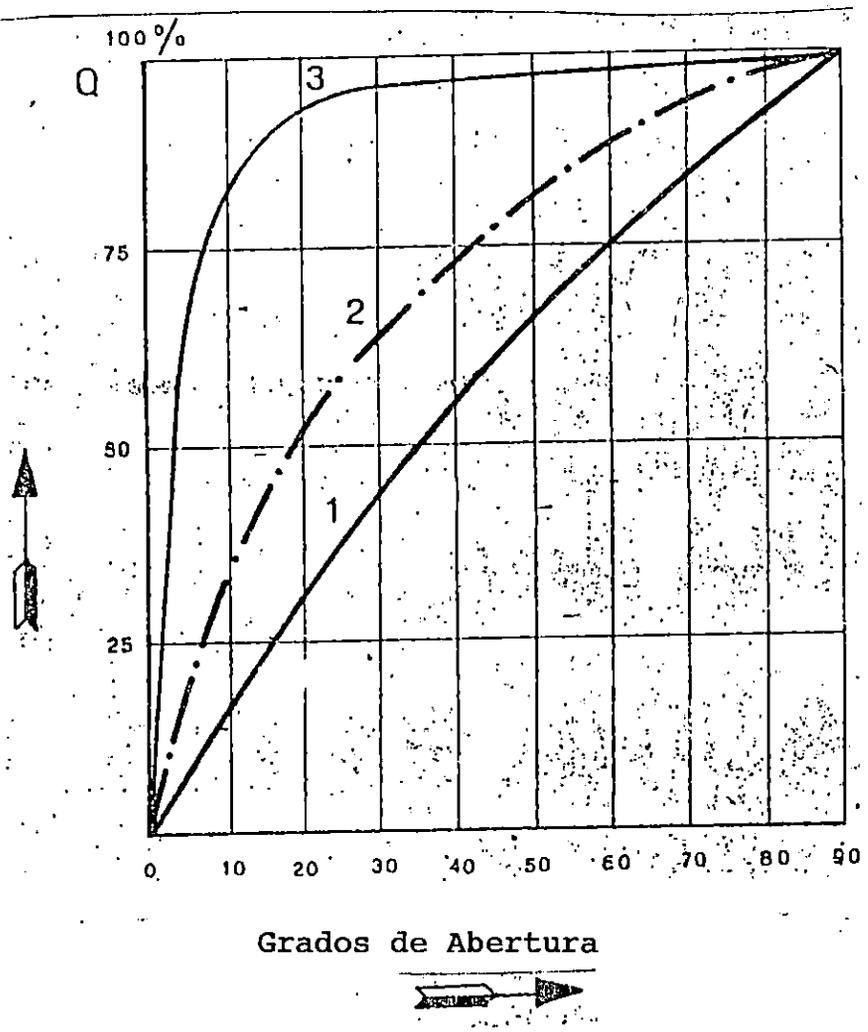
Prueba	Grados de Abertura	Altura Estatica	Dif. Pres Diafragma	Velocidad	Flujo
1					
2					
3					
4					
5					
6					
7					
8					

Tipo de Damper \_\_\_\_\_

Presion Barométrica \_\_\_\_\_

Humedad Relativa \_\_\_\_\_

Temperatura \_\_\_\_\_



1. De multiples hojas
2. Compuerta simple regulable
3. Compuerta de guillotina

Gráfica de Regulación del Flujo por Dampers

PRACTICA No. 29

NOMOGRAMA PARA EL CALCULO DE LA RESISTENCIA DEL DAMPER

La figura al final de la práctica muestra un nomograma por medio del cual se puede determinar la resistencia introducida en un ducto, ya sea de sección circular o cuadrada, por el damper estandar tipo guillotina y mariposa.

La caída de presión puede ser calculada de la siguiente fórmula:

$$\Delta H = \frac{Q^2 \gamma}{19.6} G$$

donde:  $\Delta h$  = caída de presión, en mm de W.C. o Kg/m<sup>2</sup>  
Q = flujo, en m<sup>3</sup>/S;  
 $\gamma$  = gravedad específica del aire, en Kg/m<sup>3</sup>  
G = coeficiente de resistencia, en Guibals

Ejemplo 1:

Instalado el damper de mariposa en un ducto circular, de 250 mm de diámetro determinar:

La caída de presión cerrando un ángulo de 20° el damper.

Localice el punto por medio del cual  $d=0.25$  m en la primera escala de la izquierda y localice el punto correspondiente a 20° en la segunda escala (en el centro), correspondiente a un ducto circular.

Trace la línea recta uniendo los dos puntos, hasta intersectar el valor en la escala de Resistencia, donde  $G = 1200$ .

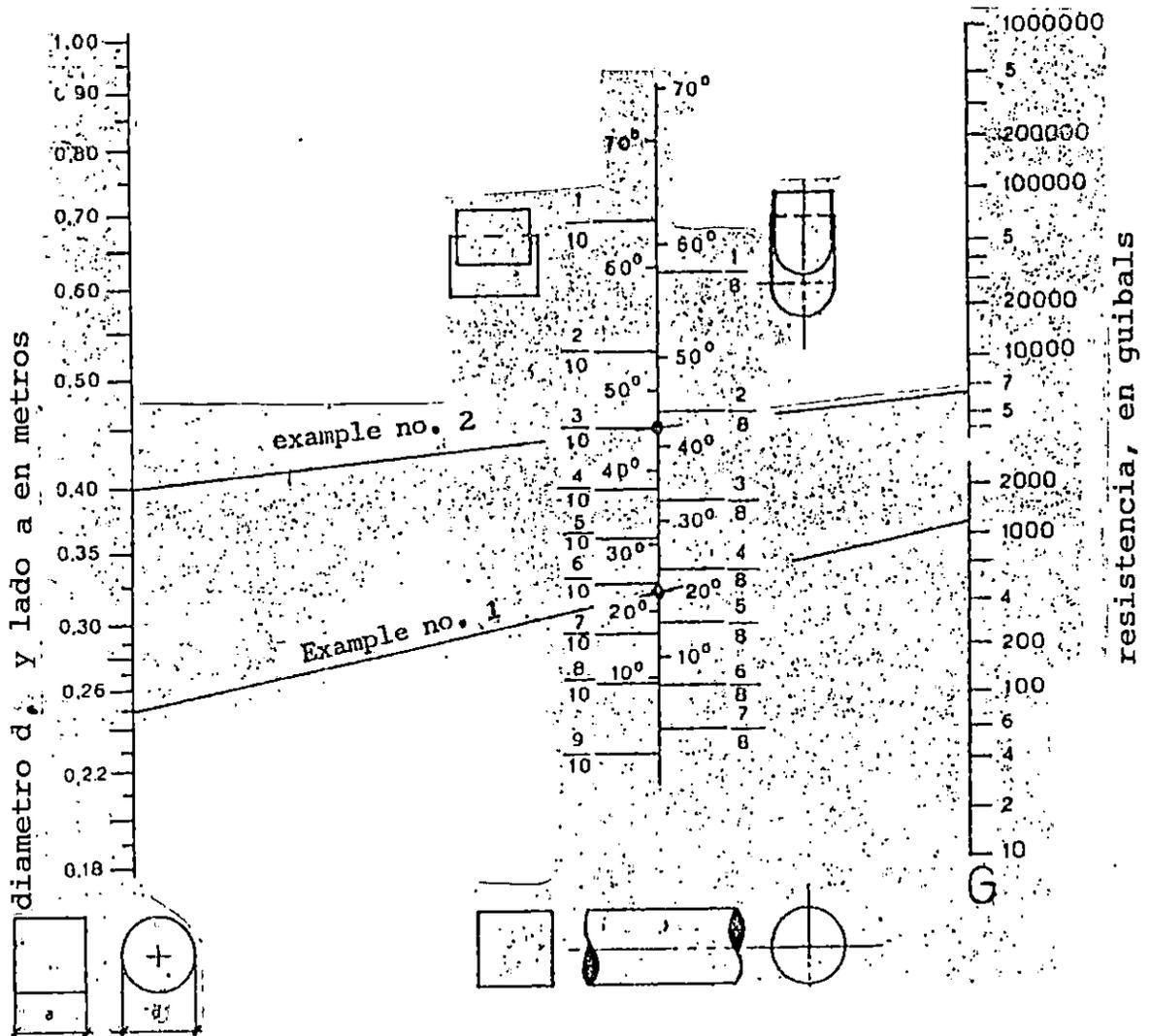
Una vez el flujo entregado y la gravedad específica del aire en el ducto ha sido determinada, será posible calcular la caída de presión por la fórmula dada anteriormente.

Ejemplo 2:

Si un obturador mariposa ha sido instalado en un ducto cuadrado, de 400 mm de lado determinar:

La resistencia con  $3/10$  de abertura del obturador.

Proceda como se describió antes: Y un coeficiente de resistencia igual o cercano a 6,300 será obtenido en la escala G del Nomograma.



Nomograma para la determinación de la Resistencia  
de los Obturadores

## EXPERIMENTO No. 30

### CAIDA DE PRESION A TRAVES DE UN DUCTO

Es esencial, al diseñar, poder determinar la caída de presión a través de un ducto con el propósito de calcular la altura necesaria para vencerla. De esta forma la potencia instalada de ventilación más adecuada puede ser determinada.

En general, la caída de presión es una función exponencial de la velocidad del aire a lo largo del ducto y de las características geométrica del mismo; la caída de presión también depende del tipo de material del ducto, de la calidad superficial del ducto, etc.

Además de las caídas de presión anteriormente mencionadas, las cuales son caídas de presión distribuidas, es decir, proporcionarles a la longitud del ducto, se deben incluir las caída de presión debido a resistencias locales en el cálculo total de caída de presión.

El cálculo analítico de la distribución de la caída de presión es bastante complicado, por ello es una práctica común recurrir a diagramas como el mostrado en la figura que aparece al final de la práctica, el cual representa los resultados de cálculos paramétricos.

El diagrama muestra la caída de presión en mm de W.C. por metro de ducto en función de el tamaño del ducto y la velocidad del aire.

Esta prueba describirá como comprobar el diagrama con la planta disponible.

La prueba puede ser conducida como sigue:

1. Conecte un medidor de presión de tal forma que se mida el vacío estático en el lado de la succión, y otro medidor de presión de tal forma que mida la altura estática en el lado de la entrega.
2. Conecte un medidor de presión con el tubo de pitot de tal forma que se pueda medir la altura dinámica, de donde se obtendrá la velocidad del aire.
3. Arranque el banco, es decir cualquiera de las etapas o ambas, dependiendo de la prueba deseada.
4. Abra el damper múltiple; es aconsejable, al usar el damper múltiple para esta prueba, porque esto asegurará un máximo flujo a través del ducto.

5. MIDA:

- a) El valor diferencial de la altura dinámica.
- b) El valor diferencial de la altura estática
- c) El valor diferencial del vacío estático.

6. Gradualmente reduzca el flujo a valores más pequeños y repita las mediciones para cada condición de operación.

OBTENCION DE RESULTADOS

a) La caída de presión total a través de todo el ducto, incluyendo las etapas del ventilador, es dada por la diferencia ente el vacío absoluto en el lado de la succión y la presión absoluta en el lado de la entrega.

Por tanto:

$$\text{CAIDA DE PRESION TOTAL} = H_{\text{succión}} - H_{\text{entregada}} \quad [\text{Kg/m}^2]$$

b) Determine la caída de presión del diagrama de la figura, esto es necesario para calcular la velocidad del aire en función de la altura dinámica, como se hizo en las pruebas 13 y 14.

c) Una vez la velocidad del aire ha sido calculada, marque el valor del diámetro del ducto en el diagrama (480 mm) y trace una línea horizontal, hasta que intersecte la línea de velocidad del aire,

si esta última no es mostrada será necesario interpolar con las líneas próximas.

Trace una línea vertical del punto de intersección a la abcisa y lea allí la caída de presión por metro de ducto (en  $\text{Kg/m}^2$ ).

Después, multiplique la caída de presión que fué encontrada por la longitud del ducto (4.2 m), el resultado puede ser comparado con el valor medido.

- d) Este valor de la velocidad estará cerca de los 25 m/s a máximo flujo, correspondiendo a una caída de presión de cerca de 1 mm de W.C. por metro de ducto.

Por lo tanto, la caída de presión medida en la prueba estará en el orden de 3 a 4 mm como máximo, debido a la corta longitud del ducto.

Bajo algunas circunstancias; deberán ejecutarse mediciones exactas si se desean resultados exactos.

- e) Con ambas etapas en operación, la medida de la caída de presión también incluye las pérdidas debidas a la turbulencia del aire entre ventiladores. Por esta razón, las mediciones serán ligeramente mayores que las caídas calculadas.

Con solo una etapa en operación, habrá turbulencia en el flujo entregado, por lo cual las mediciones serán ligeramente mayores a las caídas calculadas.

Con solo una etapa en operación, la característica del flujo entregado es turbulento. Además la presencia de la etapa

inactiva es una causa de caída de presión local. En estas circunstancias aparecerá un porcentaje de incremento en la caída de presión, la cual es, sin embargo, compensado con un decremento en la velocidad del aire.

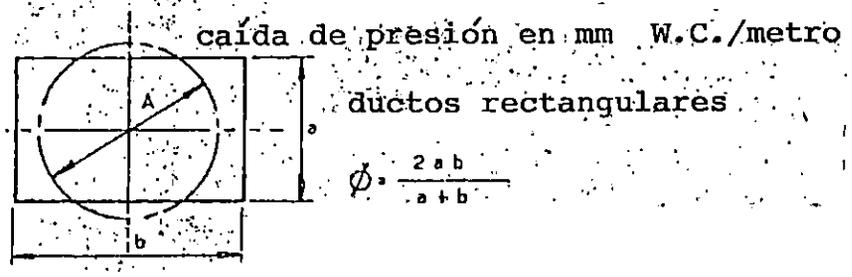
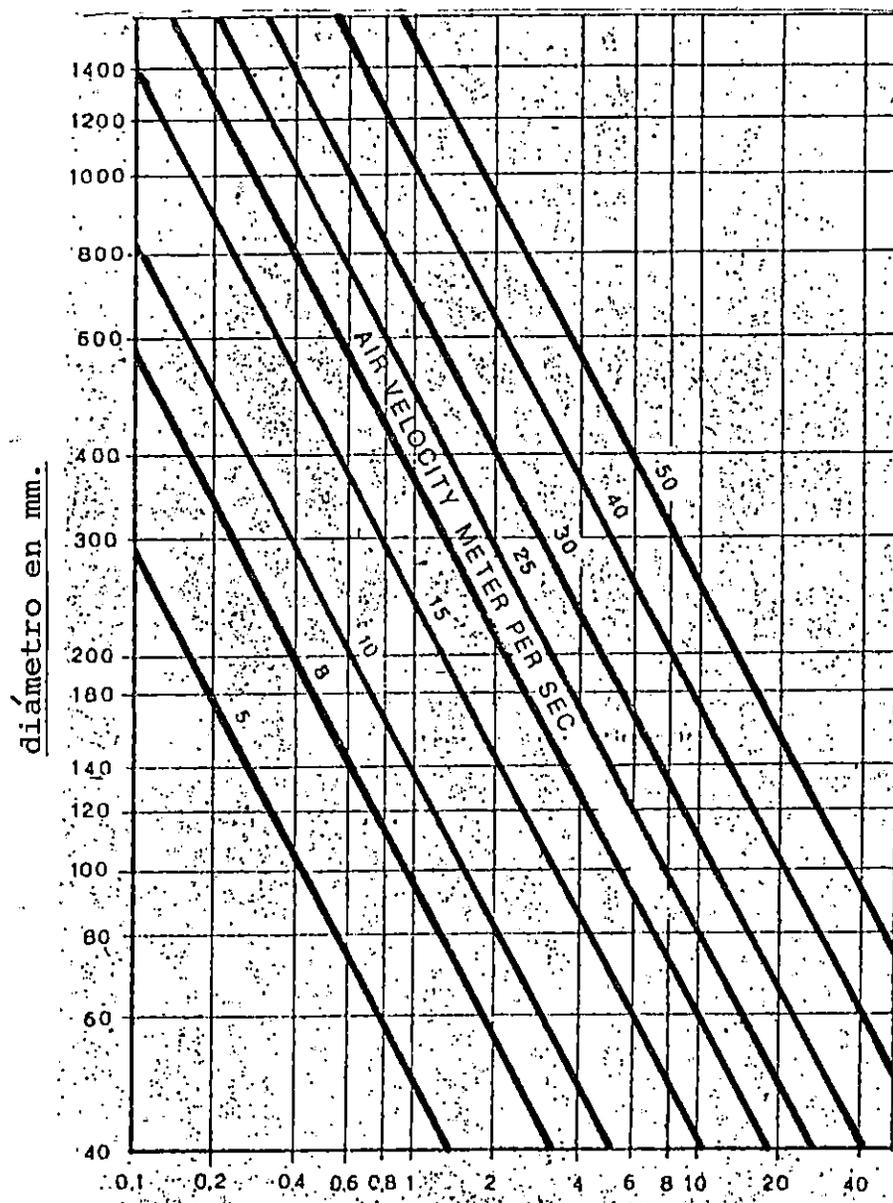


Diagrama de Caída de Presión a través de ductos para aire

PRACTICA No. 31

PRESION BAROMETRICA

Tal como se estableció de las prácticas 2 a la 16, es necesario conocer la valor absoluto de la presión del aire dentro del ducto para poder hacer a los cálculos y prácticas las correcciones necesarias para referir el flujo a condiciones estandarizadas (metros cúbicos normales por hora).

Las mediciones dadas son solamente la presión diferencial entre el ducto y el cuarto de laboratorio, será necesario usar un barómetro para determinar la presión de la habitación.

Para este fin, existen dos tipos de barómetros pueden ser utilizados:

- barómetro de alta precisión de tipo Torricelli-Fortin de columna de mercurio, y
- barómetro con cápsula compensada de cobre-berilio montada en un panel de instrumentos o de pared, puede utilizarse una estación higrobarométrica para tener una forma práctica las lecturas, la cual puede proporcionar un grado de precisión aceptable para las pruebas industriales normales.

El segundo tipo de barómetro es recomendado para el uso con maquinas de laboratorio de manejo de fluidos.

## PRACTICA No. 32

### CORRECCIONES REQUERIDAS EN BAROMETROS DE MERCURIO

Los barómetros de mercurio de tipo Fortin son instrumentos de laboratorio de alta precisión y su uso requiere de unas pocas previsiones y cálculos a fin de lograr lectura realmente precisas.

En particular, las correcciones deben ser hechas para tomar en cuenta los efectos de la temperatura en la densidad del mercurio y las escalas graduadas.

El barómetro está originalmente calibrado a 0°C, y puede ser necesario corregir la lectura del instrumento tomando en cuenta la temperatura por medio de la fórmula

$$H_0 = H \frac{1 - a t}{1 + b t} = H \frac{1 - [t (a - t)]}{1 + t b}$$

donde:  $H_0$  = lectura del barómetro a 0°C  
 $H$  = lectura del barómetro a temperatura  $t$   
 $t$  = temperatura de la habitación  
 $a$  = coeficiente de expansión lineal de la escala  
 $b$  = coeficiente de expansión del mercurio

se debe recordar que:

$a$  = 0.000019 para el bronce  
 $a$  = 0.000006 para el vidrio  
 $b$  = 0.000181 para el mercurio  
 $(b-a)$  = 0.000162 para escalas de bronce  
 $(b-a)$  = 0.000175 para escalas de madera

PRACTICA No. 33

HUMEDAD DEL AIRE

Tal como ha sido discutido, cualquier prueba de ventiladores debe ser referida, por acuerdos internacionales, a aire seco a 760 mm Hg de presión.

Debido a que el aire es practicamente una mezcla de aire y vapor de agua, es necesario medir la tasa de humedad a fin de referenciar las mediciones obtenidas y llevarlas a condiciones estandar de aire seco.

Para este propósito, existen dos tipo de psicrómetros que son aplicables:

- psicrómetro de tipo Assman de doble termómetro (bulbo seco y húmedo), para mediciones precisas, y
- psicrómetro del tipo de pelo de caballo, montado en una estación higrobarométrica con montante de tipo de pared o en una estación portable, el cual se usa en mediciones industriales convencionales.

Con el psicrómetro de bulbo doble, la práctica puede ser conducida de la forma siguiente:

- humedezca abundantemente la cápsula del bulbo húmedo con agua

- encienda el ventilador del psicrómetro, si lo posee, o espere (de 4 a 5 minutos) para que el agua se evapore, entonces haga la medición de temperatura del termómetro de bulbo húmedo.
- lea la temperatura del termómetro de bulbo seco ( $T_1$ ) y del bulbo húmedo ( $T_2$ ).
- La humedad relativa puede ser obtenida por medio de la siguiente fórmula:

$$i = \frac{T_2 - K h (T_1 - T_2)}{ps_1}$$

donde:  $i$  = humedad relativa  
 $ps_1$  = presión de saturación a  $T_1$   
 $ps_2$  = presión de saturación a  $T_2$   
 $patm$  = presión barométrica, en mm de Hg  
 $K$  = coeficiente de corrección = 0.0007

- En la práctica, la carta psicrométrica es utilizada, ésta muestra las curvas paramétricas en relación a la fórmula anterior. La carta es mostrada en la figura adjunta a la práctica.

Entre la temperatura  $T_1$  y  $T_2$  en la carta, un punto será localizado, interceptando las isotérmicas correspondientes, y la humedad relativa será obtenido leyendo las curvas de humedad relativa correspondientes.

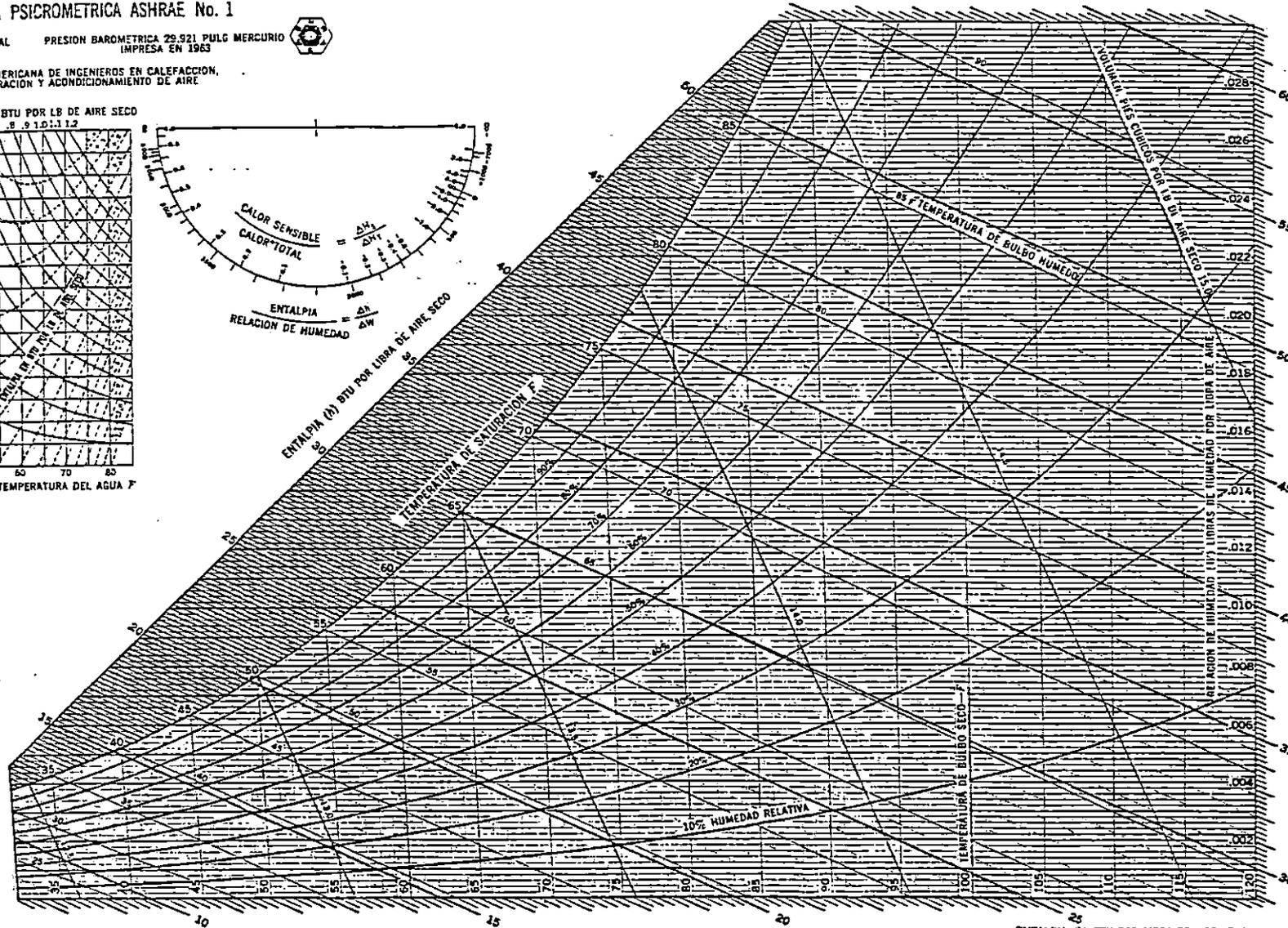
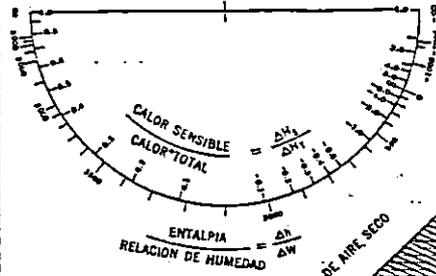
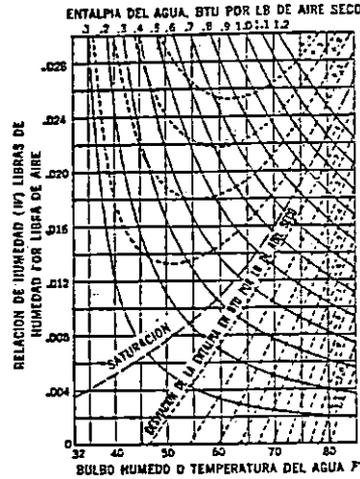
- Las correcciones hechas a la gravedad específica o al volumen del aire en función de  $i$  son descritas en la práctica 2. Las correcciones pueden ser obtenidas de la carta psicrométrica leyendo el valor del volumen específico del aire seco al punto determinado anteriormente. (Vea práctica 34)

# CARTA PSICROMETRICA ASHRAE No. 1

TEMPERATURA NORMAL PRESION BAROMETRICA 29.921 PULG MERCURIO IMPRESA EN 1963



SOCIEDAD AMERICANA DE INGENIEROS EN CALEFACCION, REFRIGERACION Y ACONDICIONAMIENTO DE AIRE

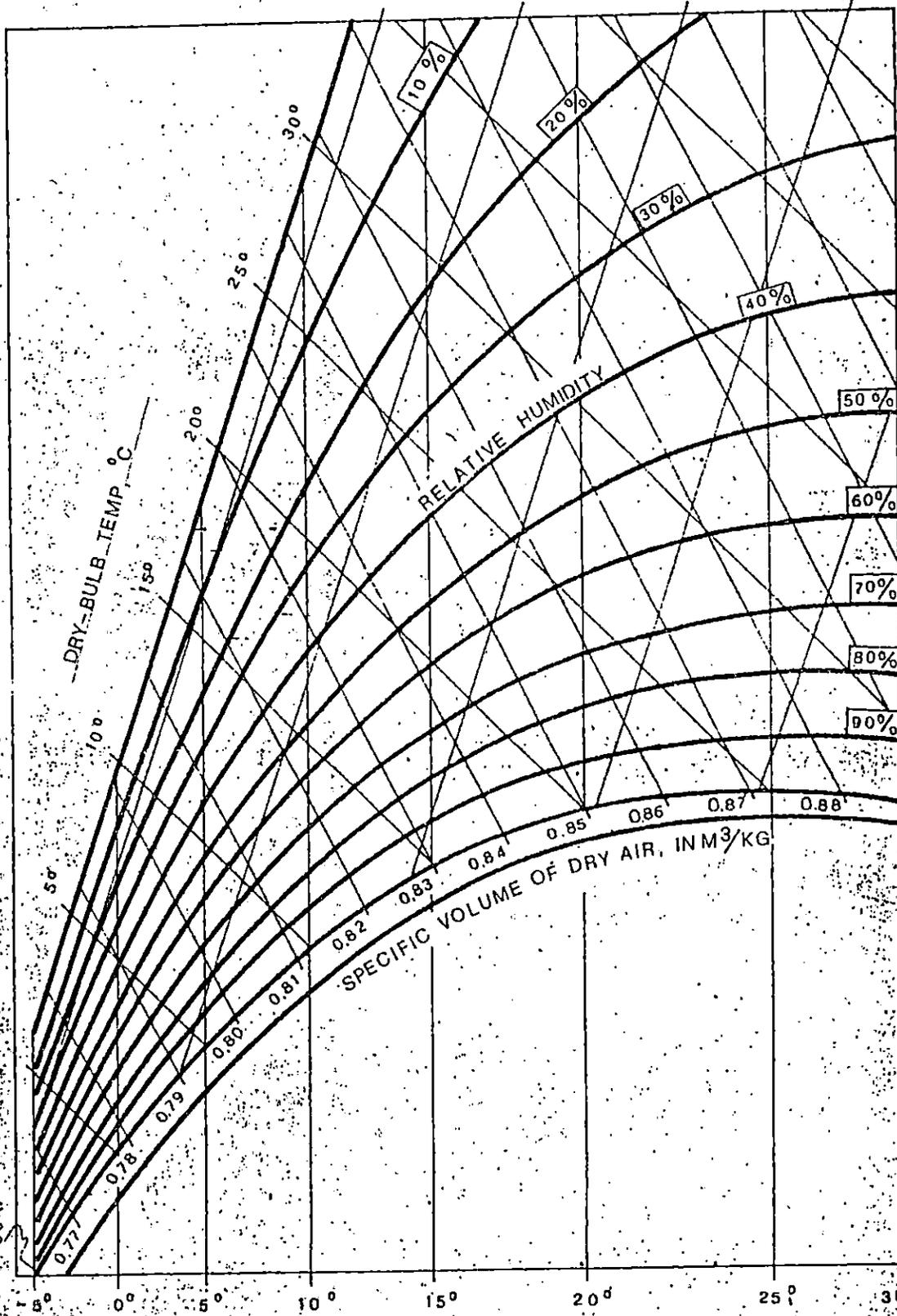


Carta psicrométrica.

ENTALPIA (h) BTU POR LIBRA DE AIRE SECO

205

Gramos de vapor de agua por kilogramos de aire



Temperatura de bulbo humedo

## EXPERIMENTO No. 34

### DIRECCIONES PARA EL USO DE LA CARTA PSICROMETRICA

Existen muchos tipos de cartas en uso para aire húmedo, representando el estado de la combinación de aire y vapor de agua, generalmente referenciadas a presión normal (760 mm de Hg).

Entre las más usadas de ellas se pueden mencionar:

- a) Carta de Mollier, mostrando la entalpia en las ordenadas y la humedad absoluta en Kg de vapor de agua por Kg de aire seco en las abcisas inclinadas.
- b) Carta de Grosvenor, muestra la temperatura en las ordenadas y la humedad absoluta en las abcisas.
- c) Carta Psicrométrica, la cual es presentada en la práctica 33, mostrando la temperatura de bulbo húmedo en las abcisas y la temperatura de bulbo seco y humedad absoluta en las ordenadas (inclinadas).

La carta psicrométrica es la más conveniente si el psicómetro de bulbo húmedo es usado. Esta demuestra la interdependencia de las siguientes variables físicas relacionadas al aire húmedo:

- i. Temperatura ambiente o temperatura de bulbo seco.
- ii. Temperatura de bulbo húmedo.

- iii. Humedad relativa (en porcentaje)
- iv. Volumen específico del aire seco
- v. Humedad absoluta en Kg de vapor de agua por Kg de aire seco.

Si dos de las variables anteriores son conocidas, el punto que determina el estado del aire húmedo puede ser localizado en la carta y las variables restantes pueden ser obtenidas.

Esto permite citar tres ejemplos típicos del uso de la carta psicrométrica.

1. Psicrómetro con bulbo húmedo.

Lea la temperatura del bulbo seco y el bulbo húmedo en los dos termómetros, y determine el radio higrométrico, por ejemplo  $T_a=20^\circ\text{C}$ ,  $T_b=15^\circ$ ,  $i=60\%$

2. Con higrómetro y termómetro.

Mida la temperatura ambiente y el porcentaje de humedad, y determine el volumen específico del aire seco y la humedad absoluta en la carta.

Por ejemplo:

Si  $T=17^\circ\text{C}$ ,  $i=90\%$ ,  $v = 0.837$  y  $i_a = 11 \text{ g/Kg}$ .

3. Para el cálculo de sistemas de aire acondicionado y similares.

Por ejemplo, suponiendo en nuestro caso, que las condiciones de aire ambiente son:  $T=17^{\circ}\text{C}$ ,  $i=90\%$ , y que el flujo del aire a través del ducto experimenta un aumento en temperatura de  $2^{\circ}\text{C}$ , ¿será posible determinar la humedad relativa del aire en la salida del ducto?

Como la humedad absoluta no cambia, es decir,  $i_a = 11 \text{ g/Kg}$ , el aumento en temperatura ( $2^{\circ}$ ) reducirá la humedad absoluta a  $80\%$ .

LISTA DE TABLAS

Página

1.	Propiedades físicas del aire.....	207
2.	Requerimientos de aire para la combustión de 1 kg..... de aceite combustible (fuel oil), y humo producido	209
3.	Mezclas de aire y vapor de agua.....	210
4.	Aire Estandar Internacional.....	212
5.	Presión Diferencial según valor porcentual de flujo....	213
6.	Requerimientos de aire para combustión teórica, y..... humo producido	214
7.	Gravedad específica del aire seco.....	215
8.	Comparación de presiones.....	216
9.	Presiones del viento en superficies verticales y..... horizontales	218
10.	Coefficientes de arrastre.....	219
11.	Puntos de ebullición del agua a diferentes presiones...	220
12.	Colores de identificación de tuberías, según normas.... ISO	221
13.	Tabla de Conversiones.....	223
14.	Factores de potencia para diferentes cargas.....	225

Tabla 1

## Propiedades Físicas del Aire

Gravedad Específica

a 0°C y 1 atmosfera	1.2928 kg/m <sup>2</sup>
a 20°C y 1 atmosfera	1.1650 kg/m <sup>2</sup>

Calor específico a

p = constante	0.241 kcal/kg
v = constante	0.172 kcal/kg

Densidad

a 1 atmosfera u 0°C	0.0012943 kg/dm <sup>3</sup>
---------------------	------------------------------

Coefficiente de expansión cúbica

0.00367

Peso Molecular

28.97

Conductividad Térmica

- 50	0.17	kcal/h m °C
0	0.0203	"
+ 50	0.0234	"
+ 100	0.0264	"
+ 200	0.0318	"
+ 300	0.0369	"

Temperatura de ebullición

- 194.5 °C

Punto Critico

Temperatura	105 °C
Presión	63.98 kg/cm <sup>2</sup>

Calor de vaporización de aire líquido

47 kcal/kg

Constante dieléctrica relativa (aire seco)

1

valor de ruptura dieléctrica

21 kV/cm

Solubilidad en agua

0 °C	0.029 m <sup>3</sup> /m <sup>3</sup>
20 °C	0.019 "
100 °C	0.011 "

Velocidad del Sonido

15 °C en aire seco	341 m/seg.
--------------------	------------

Aire Estandar (Para aeronáutica)

nivel	0
presión	760 mm H <sub>2</sub> O
temperatura	15 °C, 288 °K
gravedad específica	1.225 kg/m <sup>3</sup>

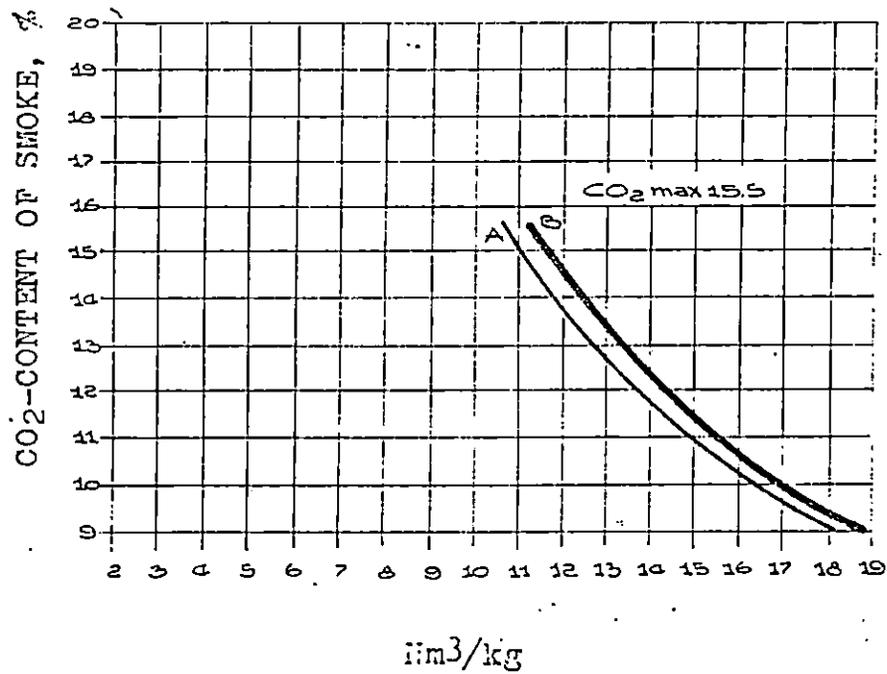


Tabla 2

Volumen de Aire y Humo

Diagrama

- a) Volumen de aire requerido para la combustión completa de 1 kg de aceite combustible (fuel oil), 9,738 cal/kh valor de calor neto.
- b) Volumen de humo generado por la combustión completa de 1 kg de aceite combustible (fuel oil), 9,738 cal / kg valor de calor neto.

Temperatura °C	Vapor de Agua		Aire Seco		Corrección Kg
	Presión en mm Hg a 0°C mm	Peso de 1 m <sup>3</sup> Kg	A 1 atm <sup>2</sup> (a 1 kg/cm <sup>2</sup> ) kg	a 760 mm Hg a 0°C Kg	
-10	2.09	0.0023	1.300	1.342	0.0014
-5	3.11	0.0034	1.276	1.317	0.0020
0	4.60	0.0049	1.253	1.293	0.0029
+5	6.53	0.0068	1.230	1.270	0.0041
10	9.17	0.0094	1.208	1.248	0.0057
11	9.76	0.0099	1.204	1.243	0.0060
13	11.16	0.0113	1.196	1.235	0.0068
14	11.91	0.0120	1.192	1.230	0.0073
15	12.70	0.0128	1.188	1.226	0.0077
16	13.54	0.0136	1.183	1.222	0.0082
17	14.42	0.0144	1.179	1.217	0.0087
18	15.36	0.0153	1.175	1.213	0.0093
19	16.35	0.0162	1.171	1.209	0.0098
20	17.39	0.0170	1.167	1.205	0.0104
21	18.50	0.0180	1.163	1.201	0.0110
22	19.66	0.0192	1.159	1.197	0.0117
23	20.89	0.0203	1.155	1.193	0.0123
24	22.18	0.0218	1.151	1.189	0.0131
25	23.55	0.0228	1.148	1.185	0.0139
26	24.99	0.0241	1.144	1.181	0.0146
27	26.51	0.0255	1.140	1.177	0.0155
28	28.10	0.0270	1.136	1.173	0.0164
29	29.78	0.0285	1.132	1.169	0.0173
30	31.55	0.0201	1.128	1.165	0.0183
32	35.36	0.0335	1.121	1.157	0.0203
34	39.57	0.0372	1.114	1.150	0.0226
36	44.20	0.0413	1.107	1.142	0.0251
38	49.30	0.0458	1.100	1.135	0.0278
40	54.91	0.0508	1.093	1.128	0.0307
42	61.06	0.0561	1.086	1.121	0.0339
44	67.80	0.0619	1.079	1.114	0.0375
46	75.16	0.0682	1.072	1.107	0.0416
48	83.20	0.0751	1.065	1.000	0.0454
50	91.98	0.0826	1.058	1.093	0.0499
55	117.50	0.1041	1.042	1.076	0.0629
60	148.80	0.1302	1.026	1.060	0.0783
65	186.90	0.1616	1.011	1.044	0.0968
70	233.10	0.1991	0.996	1.029	0.1200

Tabla 3

Mezclas de aire y vapor de agua

Temperatura °C	Vapor de Agua		Aire Seco		Corrección Kg
	Presión en mm Hg a 0°C mm	Peso de 1 m <sup>3</sup> Kg	A 1 atm <sub>2</sub> (a 1 kg/cm <sup>2</sup> ) kg	a 760 mm Hg a 0°C Kg	
75	288.50	0.2435	0.982	1.014	0.1465
80	354.60	0.2960	0.968	1.000	0.1759
85	433.00	0.3574	0.955	0.986	0.2119
90	525.40	0.4289	0.942	0.973	0.2295
95	633.70	0.5119	0.929	0.959	0.3032
100	700.00	0.6075	0.917	0.947	0.3570

Nivel Z	Temperatura t,	Presión P,	Gravedad Específica $\gamma$ ,
en m	en °C	en mm	en kg/m <sup>3</sup>
0	15	760	1.2250
500	11.75	715.9	1.1671
1,000	8.50	674.1	1.1117
1,500	5.25	634.2	1.0581
2,000	2	596.2	1.0064
2,500	-1.25	560.1	0.9567
3,000	-4.50	525.8	0.9091
3,500	-7.75	493.2	0.8631
4,000	-11	462.3	0.8190
4,500	-14.25	432.9	0.7767
5,000	-17.50	405.1	0.7360
5,500	-20.75	378.7	0.6969
6,000	-24	353.7	0.6595
6,500	-27.25	330.2	0.6237
7,000	-30.50	307.9	0.5894
7,500	-33.75	286.8	0.5565
8,000	-37	266.9	0.5250
8,500	-40.25	248.2	0.4949
9,000	-43.50	230.4	0.4661
9,500	-46.75	213.8	0.4387
10,000	-50	198.2	0.4125
10,500	-53.25	183.4	0.3875
11,000	-56.5	169.6	0.3637
12,000	-56.5	144.9	0.3107
13,000	-56.5	123.7	0.2653
14,000	-56.5	105.7	0.2266
15,000	-56.5	90.3	0.1936
16,000	-56.5	77.1	0.1653
17,000	-56.5	65.9	0.1412
18,000	-56.5	56.2	0.1206
19,000	-56.5	48	0.1030
20,000	-56.5	41	0.0880

TABLA 4  
TABLA DE AIRE ESTANDAR INTERNACIONAL

Flujo %	$\Delta P$ 100 Columna de aire + H <sub>2</sub> O en mm	$\Delta P$ 400 Columna de aire + H <sub>2</sub> O en mm
1	0.1	0.4
10	1	4
15	2.2	9
20	4	16
25	6.2	25
30	9	36
35	12	49
40	16	64
45	20	81
50	25	100
55	30	121
60	36	144
65	42	169
70	49	196
75	56	225
80	64	256
85	72	289
90	81	324
95	90	361
100	100	400

Para el valor máximo de la escala (100%), refiérase a el cálculo para un diafragma calibrado.

**TABLA 5 DIAGRAMA CALIBRADO**  
**DIFERENCIA DE PRESION A VALORES PORCENTUALES DE FLUJO**

Gas (1 m <sup>3</sup> )	Fórmula Química	Req. de Aire m <sup>3</sup>	Producto de la combustión con aire, m <sup>3</sup>			
			CO <sub>2</sub>	H <sub>2</sub> O	N <sub>2</sub>	TOTAL
Oxido de Carbón	CO	2.39	1.0	-	1.89	2.89
Hidrogeno	H <sub>2</sub>	2.39	-	1.0	1.89	2.89
Gas Natural (puro)	CH <sub>4</sub>	9.54	1.0	2.0	7.54	10.54
Acetileno	C <sub>2</sub> H <sub>2</sub>	11.93	2.0	1.0	9.43	12.43
Etileno	C <sub>2</sub> H <sub>4</sub>	14.31	2.0	2.0	11.31	15.31
Alcohol (vapor)	C <sub>2</sub> H <sub>6</sub> O	14.31	2.0	3.0	11.31	16.31
Eter dietílico	C <sub>4</sub> H <sub>10</sub> O	28.63	4.0	5.0	22.63	31.63
Benceno (vapor)	C <sub>6</sub> H <sub>6</sub>	35.78	6.0	3.0	28.28	37.28
Pentano (n)	C <sub>5</sub> H <sub>12</sub>	38.17	5.0	6.0	30.17	41.17
Gas de agua (medio)	CO + H <sub>2</sub>	2.38	0.5	0.5	1.88	2.88
Gas de Carbón (medio)		5.50	0.57	1.26	4.35	6.18

TABLA 6

VOLUMEN TEORICO REQUERIDO DE AIRE PARA LA  
COMBUSTION DE ALGUNOS GASES Y VOLUMENES  
DEL PRODUCTO DE LA COMBUSTION

°C			°C	
-20	1.3952		240	0.6873
-10	1.3421		250	0.6742
-0	1.2928		260	0.6615
c	0		270	0.6493
+0	1.2928		280	0.6376
10	1.2470		290	0.6262
20	1.2044		300	0.6153
30	1.1646		310	0.6048
40	1.1273		320	0.5945
50	1.0923		330	0.5846
60	1.0595		340	0.5751
70	1.0285		350	0.5659
80	0.9996		360	0.5569
90	0.9718		370	0.5482
100	0.9457		380	0.5398
110	0.9209		390	0.5317
120	0.8975		400	0.5238
130	0.8752		410	0.5161
140	0.8540		420	0.5087
150	0.8338		430	0.5015
160	0.8145		440	0.4951
170	0.7961		450	0.4882
180	0.7785		460	0.4811
190	0.7633		470	0.4751
200	0.7455		480	0.4688
210	0.7301		490	0.4622
220	0.7152		500	0.4566
230	0.7010			

**TABLA 7**  
**GRAVEDAD ESPECIFICA DEL AIRE SECO**  
**A DIFERENTES TEMPERATURAS Y 760 mm DE Hg**

m H <sub>2</sub> O	Atm	cm Hg	Pulgadas Hg
0,1	0,01	0,76	0,299
0,2	0,02	1,52	0,596
0,3	0,03	2,28	0,897
0,4	0,04	3,04	1,196
0,5	0,05	3,80	1,495
0,6	0,06	4,56	1,794
0,7	0,07	5,32	2,093
0,8	0,08	6,08	2,392
0,9	0,09	6,84	2,691
1	0,1	7,6	2,990
2	0,2	15,2	5,980
3	0,3	22,8	8,970
4	0,4	30,4	11,96
5	0,5	38,0	14,95
6	0,6	45,6	17,94
7	0,7	53,2	20,93
8	0,8	60,8	23,92
9	0,9	68,4	26,91
10	1	76,0	29,90
20	2	152	59,80
30	3	228	89,70
40	4	304	119,6
50	5	380	149,5
60	6	456	179,4
70	7	532	209,3
80	8	608	239,2
90	9	684	269,1
100	10	760	299,0

**TABLA 8**  
**COMPARACION DE PRESIONES**  
 (Desde 0.1 a 100 m de agua )

mm H <sub>2</sub> O	kg/cm <sup>2</sup>	cm Hg	Pulgadas de Hg
1	0,0001	0,0076	0,00299
2	0,0002	0,0152	0,00598
3	0,0003	0,0228	0,00897
4	0,0004	0,0300	0,01196
5	0,0005	0,0380	0,01495
6	0,0006	0,0456	0,01794
7	0,0007	0,0532	0,02093
8	0,0008	0,0608	0,02392
9	0,0009	0,0684	0,02691
10	0,001	0,0760	0,02990
20	0,002	0,152	0,05980
30	0,003	0,228	0,08970
40	0,004	0,304	0,1196
50	0,005	0,380	0,1495
60	0,006	0,456	0,1794
70	0,007	0,582	0,2093
80	0,008	0,608	0,2392
90	0,009	0,684	0,2691
100	0,01	0,760	0,2990
200	0,02	1,520	0,598
300	0,03	2,280	0,897
400	0,04	3,040	1,196
500	0,05	3,800	1,495
600	0,06	4,560	1,794
700	0,07	5,320	2,093
800	0,08	6,080	2,392
900	0,09	6,840	2,691
1000	0,10	7,600	2,990

**TABLA 8 A**  
**COMPARACION DE PRESIONES**  
**(desde 1 a 1000 m de agua)**

	Viento	V m/seg.	P Kg/m <sup>2</sup>	Mar		
				Alto de Olas		
0	Viento en calma	0.3 - 1	0.006 - 0.086	0	Mar en calma	< 0
1	Brisa despreciable	1.7 - 2	0.25 - 0.34	1	Mar allanado	< 1
2	Brisa ligera	3.1 - 4	0.82 - 1.37	2	Mar despreciable	1-2
3	Brisa suave	4.8 - 6	1.97 - 3.08	3	Mar Corto	2-3
4	Brisa moderada	6.7 - 8	3.84 - 5.48	4	Mar moderado	3-4
5	Brisa vigorosa	8.8 - 10	6.64 - 8.56	5	Mar picado	4-5
6	Brisa fuerte	10.7 - 12	9.81 - 12.32	6	Mar muy picado	6-7
7	Ventarrón moderado	12.9 - 14	14.25 - 16.78	7	Mar alto moderado	8-9
8	Tormenta de viento	15.4 - 17	20.30 - 24.75			
9	Tormenta	18 - 20	27.70 - 34.25	8	Mar muy alto	10-12
10	Ventarrón	21 - 23	37.70 - 45.30			
11	Ventarrón total	24 - 30	49 - 77	9	Mar precipitado	> 12
12	Huracán	>30 >40	>77 >140			

TABLA 9 . Presion del Viento en Superficies Horizontales y Verticales  
Escala de Beaufort

Vehículos de Motor:

1.5 - 2.5	Automóviles cerrados
2.0 - 2.5	Microbuses y buses ligeros
2.5 - 3	Camiones con compartimento de motor externo
3.5 - 4.5	Camiones con compartimento de motor bajo la cabina del conductor
3 - 3.5	Buses con compartimento de motor interno

Vehículos sobre rieles:

3.5 - 5.0	Locomotoras eléctricas
1.8 - 2.5	Trenes eléctricos

Nota: Estos coeficientes de arrastre son para ser usados en la formula de resistencia siguiente:

$$R = K A V^2 \quad (\text{kg})$$

donde:

A = Sección principal, en m<sup>2</sup>

V = Velocidad del viento, en km/h

TABLA 10 COEFICIENTES DE ARRASTRE K x 1000

TABLA 11 Puntos de Ebullición según temperatura Y presión

TEMPERATURAS	PRESIONES
101,44	800
101,26	795
101,09	790
100,91	785
100,73	780
100,55	775
100,37	770
100,18	765
100,00	760
99,82	755
99,63	750
99,44	745
99,26	740
99,07	735
98,88	730
98,69	725
98,49	720
98,30	715
98,11	710
97,91	705
97,71	700
97,52	695
97,32	690
97,12	685
96,92	680

<b>AGUA</b>	<b>VERDE</b>		<b>Toma de agua</b>
	verde - negro	- verde	canal (no toma de agua)
	verde - amarillo	- verde	agua caliente
	verde - blanco	- verde	agua fria
	verde - naranja	- verde	proceso en caliente
	verde - azul	- verde	Condensador de agua
	verde - negro	- verde	desague
<b>AIRE</b>	<b>AZUL</b>		<b>Aire acondicionado</b>
	azul - amarillo	- azul	control de aire
	azul - rojo	- azul	aire comprimido
	azul - blanco	- azul	vacio
	azul - verde	- azul	aire frio
	azul - negro	- azul	aire de venteo
<b>VAPOR</b>	<b>ROJO</b>		<b>Baja presion de vapor</b>
	rojo - amarillo	- rojo	Alta presion de vapor
	rojo - blanca	- rojo	Vapor sobrecalentado
	rojo - verde	- rojo	Vapor caliente
	rojo - azul	- rojo	Vapor al vacio
	rojo - negro	- rojo	Venteo de vapor
<b>GASES</b>	<b>AMARILLO</b>		<b>gas casero</b>
	amarillo - naranja	- amarillo	acetileno
	amarillo - rojo	- amarillo	hidrogeno
	amarillo - blanco	- amarillo	oxigeno
	amarillo - verde	- amarillo	nitrogeno
	amarillo - cafe	- amarillo	gas natural
	amarillo - negro	- amarillo	desperdicios de gas

**TABLA 12 IDENTIFICACION DE TUBERIAS CON LINEAS DE COLORES**  
(Recomendaciones ISI)

ACIDOS  
Y BASES

VIOLETA

violeta - rojo - violeta  
violeta - naranja - violeta  
violeta - blanco - violeta  
violeta - amarillo - violeta  
violeta - azul - violeta  
violeta - negro - violeta

ácido sulfúrico  
ácido hidrociorhídrico  
ácido nítrico  
hidróxido de sodio  
amoníaco  
extenuador de ácidos  
o bases

ACEITES Y  
LIQUIDOS  
DIVERSOS

CAFE

café - violeta - café  
café - amarillo - café  
café - verde - café  
café - naranja - café  
café - rojo - café  
café - negro - café

aceite de lubricación  
regulador de aceite  
aceite emulsificado  
aceite combustible  
aceite mineral explosivo  
desperdicios de aceite

Para convertir

multiplique por

US barril (aceite crudo)	en litros	159
B.T.U	calorias	0.2520
B.T.U/lb	cal/Kg	0.556
B.T.U/pie <sup>2</sup> °F h	cal/m <sup>2</sup> °C h	4.800
calorias	B.T.U	3.968
cal/m <sup>2</sup> °C h	B.T.U/pie <sup>2</sup> °F h	0.205
centimetros	pulgadas	0.3937
centimetros <sup>2</sup>	pulgadas <sup>2</sup>	0.1550
pies cúbicos	litros	28.32
pie cúbicos / min	m <sup>3</sup> /h	1.699
HP métrico	HP	0.986
HP métrico	KW	0.735
HP métrico/horas	calorias	632
Pies	metros	0.3088
100 pies/minuto	metros/seg	0.508
libra-pie	Kilogramo-metro	0.1383
Galones (imperiales)	litros	4.546
Galones imp./min	m <sup>3</sup> /h	0.2727
Galones USA	litros	3.785
Galones USA/min	m <sup>3</sup> /h	0.2271
Grains	miligramos	64.8
Gramos	Grains	15.43
HP horas	B.T.U	2544
HP	HP métricos	1.0139
HP	KW	0.746
Hundredweights	Kg	50.848
Pulgadas	milimetros	25.4
Kg/cm <sup>2</sup>	libra/pulg <sup>2</sup>	14.223
Kg	libras	2.205
Kilogramos-metros	libras pie	7.233
Kg/mm <sup>2</sup>	Toneladas/pulg <sup>2</sup>	0.635
Kilometros	Millas náuticas	0.5
Kilometros	Millas legales	0.6214
Kilometros cuadrados	Millas cuadradas	0.3861
KW	HP métricos	1.360
KW	HP	1.341
KW horas	B.T.U	3413
KW horas	calorias	860
Litros	Galones imperales	10.2200
Litros	Galones USA	0.2642
Metros cúbicos	Pies cúbicos	35.31
Metros cúbicos/hora	Pies cúbicos/min	0.589
Metros cúbicos/hora	Galones imperiales/hora	3.668
Metros cúbicos/hora	Galones US / min	4.403
Metros	Pies	3.281

TABLA 13

Tabla de factores de Conversión

Para convertir

multiplique por

Metros	Yardas	1.094
Metros cuadrados	pies cuadrados	10.76
Metros cuadrados	yardas cuadradas	1.196
Metros / seg	Pies / min	196.9
Millas nauticas	Kilometros	1.853
Millas legales	Kilometros	1.609
Milímetros	Pulgadas	0.0394
Onzas	Gramos	28.35
Libras	Kg	0.4536
Libras/pulg <sup>2</sup>	Kg/cm <sup>2</sup>	0.0703
pies <sup>2</sup>	m <sup>2</sup>	0.0929
pulgadas <sup>2</sup>	cm <sup>2</sup>	6.452
millas <sup>2</sup>	Km <sup>2</sup>	2.590
yardas <sup>2</sup>	m <sup>2</sup>	0.8361
Toneladas métricas	libras	2205
Toneladas métricas	Toneladas	0.984
Toneladas métricas	USA tonelada corta	1.102
Toneladas	Kilogramos	1016
Toneladas/pulg <sup>2</sup>	Kg/mm <sup>2</sup>	1.575
Toneladas (USA cortas)	Kilogramos	907
Yardas	Metros	0.9144

A N E X O B

## ANEXO B

### RECOMENDACIONES DE MANTENIMIENTO

El capítulo III, hace una descripción total del Banco de Pruebas de Ventiladores Axiales, lo cual permite conocer detalladamente cada uno de sus componentes. Por medio de estas recomendaciones se está tratando de dar una guía para que el instructor y los estudiantes puedan ayudar a prolongar la vida útil de tan importante equipo de laboratorio.

1. Verificar siempre la estanqueidad entre las secciones adyacentes y corregir inmediatamente si se observa alguna fuga de aire en ellas, que podría ser provocada por pernos que necesitan aprete o por el deterioro de la empaquetadura.
2. Revisar siempre que el líquido manométrico, así como los tubos de vidrio se encuentren en buen estado.
3. Revisar frecuentemente, el equipo de medición eléctrica y los elementos del control de los motores eléctricos.
4. Revisar periódicamente el aprete de los prisioneros de las hélices de los motores, y la condición de cada remache de las aspas, así como de tuercas del sistema.

5. Entre las atenciones importantes a los rodamientos del motor podemos mencionar:
  - a) Escuchar cualquier ruido extraño
  - b) Observar su temperatura
  - c) Vigilar que no exista fuga del lubricante
  
6. Cualquier ruido extraño, o elevación de la temperatura de los rodamientos del motor indicará un cambio necesario.
  
7. Cuando hayan motivos para proceder al desmontaje se deben tomar las siguientes precauciones:
  - a) Estudiar la posición del rodamiento y todas las piezas afectadas por el desmontaje.
  
  - b) Preparar todas las herramientas y accesorios necesarios.
  
  - c) Dibujar y anotar sucesivamente el orden en que se desmontan las piezas y como fácilmente volverlas a montar.
  
  - d) Cuando haya de retirarse el rodamiento del eje o del soporte, es necesario que se aplique la fuerza de desmontaje al aro que le corresponda.
  
  - e) Una vez haya desmontado el rodamiento, si no es para cambiarlo, no lo gire hasta que no lo haya limpiado.

- f) Cuando el rodamiento tiene placas de protección a ambos lados, solo debe limpiarse bien, exteriormente, en seco.
  
  - g) Finalmente examina el eje y el soporte con el propósito de descubrir defectos visibles como son:
    - a) Oxidación
    - b) Desgaste profundo
    - c) Fracturas
    - d) Señales de montaje defectuoso, etc.
8. Revisar frecuentemente que el tubo de pitot no tenga en su interior cuerpos extraños.

## ANEXO C

### RECOMENDACIONES Y CONCLUSIONES

Con la reconstrucción del banco de pruebas de ventiladores axiales, se pretende fomentar la investigación en el ensayo de ventiladores axiales, y el estudio de perfiles aerodinámicos.

La reconstrucción no fue tecnológicamente elevada debido a la gran inversión financiera que necesitaba el equipo, pues se encontraba en completo deterioro.

La sección generadora de flujo, impone la necesidad de profundizar en su estudio, con el objeto de obtener un diseño de hélice que proporcione la mayor eficiencia posible.

El banco de pruebas debe ser dotado con el instrumental necesario para poder realizar todas las pruebas que se presentan, tales como el vatímetro, el medidor micrométrico, los dampers, anemómetro, higrómetro, barómetro, termómetro.

Es importante el desarrollo práctico de todas las guías, con la intención de proporcionar al docente los resultados que posteriormente utilizará en la evaluación de las prácticas.

La baja eficiencia del ventilador, con solo una etapa en operación, es debido al efecto de arrastre que realiza sobre la otra hélice y a la turbulencia generada.

Se observa en las gráficas de factor de potencia que la etapa uno demanda más corriente debido al efecto de obturación que presenta la otra etapa, y que ésta debe vencer.

Se observa en pruebas preliminares que a determinado grado de abertura, el motor demanda menos potencia, lo que significa que la hélice es más eficiente en ese punto a esa velocidad.

El banco de pruebas puede ser utilizado como un túnel de viento si se le equipa a la salida, con una cámara de viento u observación provista de balanzas, con las cuales puedan ser estudiados los esfuerzos y momentos a que se somete un perfil aerodinámico expuesto a una corriente de aire.

El cubo colocado a la hélice ayudará a disminuir la turbulencia y producir un flujo más laminar.

## BIBLIOGRAFIA

- Consideraciones Básicas para la Selección o el Diseño de un Túnel de Viento para el Laboratorio de Ingeniería Mecánica.  
Tesis presentada por Alvaro Mauricio Ramentol Imberton.  
Mayo 1971.
  
- Métodos Experimentales para Ingenieros  
Jack P. Holman  
Cuarta Edición (2a. en español)  
Mc Graw-Hill.
  
- Mecánica de Fluidos y Máquinas Hidráulicas  
Claudio Mataix  
Segunda Edición  
Harla, Mexico.
  
- Marks  
Manual del Ingeniero Mecánico  
Mc Graw Hill.
  
- Mecánica de los Fluidos  
Octava Edición (3a. en español)  
Victor L. Streeter  
Mc Graw Hill.

- Física, Tomo I  
Tercera Edición (2a. en español)  
Raymond A. Serway  
Mac Graw-Hill.
  
- Pope A.  
Low Speed Wind Tunnel Testing  
N.Y. John Wiley and Sons. Inc. 1966.
  
- Ordonez, C.  
Aerodinamica,  
Mexico, Union Tipografica Editorial Hispanoamericana  
(UTEHA) 1963, Tomo IV.