



PONTIFICIA UNIVERSIDAD CATÓLICA DEL PERÚ
FACULTAD DE CIENCIAS E INGENIERÍA



PONTIFICIA
**UNIVERSIDAD
CATÓLICA**
DEL PERÚ

**DISEÑO DE UN BANCO DE ENSAYOS PARA VENTILADORES
AXIALES DE HASTA 6000 M³/H**

Tesis para optar el Título de **Ingeniero Mecánico**, que presenta el bachiller

DAVID EMILIO ENRIQUEZ TIPISMANA

ASESOR: Enrique José Barrantes Peña

Lima, Diciembre del 2013

Resumen

El presente proyecto de tesis se encarga de desarrollar los temas concernientes al diseño de un banco de ensayos para ventiladores axiales de hasta $6000 \text{ m}^3/\text{h.}$, el cual está conformado por un conducto de 500 mm de diámetro de acero galvanizado y una longitud de 5m, el cual cuenta con una sección de transición, que tiene una forma de cono truncado, que permite adaptarse a ventiladores de distintos diámetros y formas. La disposición de la instrumentación (tubos de Pitot, manómetros, etc.) está realizada respetando las distancias recomendadas por las especificaciones de las Normativas Técnicas que regula el ensayo de ventiladores.

En el primer capítulo se expone el estado del arte del diseño del banco. Se ha tomado como referencia la norma ISO 5810 "*Industrial fans – Performance testing using standardized airways*" y la Norma AMCA 210-85: "*Laboratory Methods of Testing Fans for Aerodynamic Performance Rating* ", basadas en los parámetros y consideraciones para el correcto diseño y funcionamiento del banco, de esta forma obtener las curvas características del ventilador.

En el segundo capítulo se expone el diseño y cálculos generales considerados para el desarrollo del banco, así como la selección de los componentes y accesorios. El banco está caracterizado por tener una aspiración libre y un conducto a la salida y un enderezador de flujo que permite estabilizar el flujo, y así disminuir, al menos en parte, la turbulencia generada. De esta manera se obtiene una mejor realización de los ensayos cuando se miden los valores de presión, caudal y temperatura.

En el tercer capítulo se muestra el presupuesto del proyecto, realizado en función de los precios del mercado nacional, de esta forma se analiza la viabilidad económica del mismo. Luego se muestran las conclusiones, recomendaciones y la bibliografía utilizada.



TEMA DE TESIS PARA OPTAR EL TÍTULO DE INGENIERO MECÁNICO

TÍTULO : DISEÑO DE UN BANCO DE ENSAYOS PARA VENTILADORES AXIALES DE HASTA 6000 M³/H

ÁREA : Energía # 331

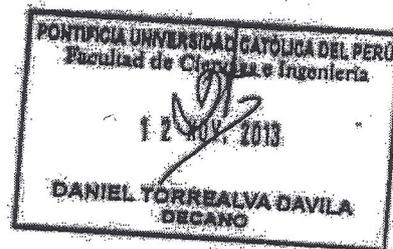
PROPUESTO POR : Ing. Enrique Barrantes Peña

ASESOR : Ing. Enrique Barrantes Peña

TESISTA : David Emilio Enriquez Tipismana

CÓDIGO : 2002.2055

FECHA : 06/09/2013



DESCRIPCIÓN Y OBJETIVOS:

Un ventilador puede definirse como una turbo máquina que se caracteriza porque el fluido impulsado es un gas (fluido compresible) al que transfiere una potencia con un determinado rendimiento. Los ventiladores se emplean para aplicaciones comerciales e industriales de calefacción, ventilación y aire acondicionado. El ventilador axial produce un flujo de gas debido a las fuerzas ejercidas por la superficie de los alabes giratorios.

Sin embargo, en la mayoría de casos los análisis de gabinete realizados para el diseño de estas turbo máquinas, requieren de una verificación del comportamiento mediante ensayos de Laboratorio. Por ese motivo, el objetivo principal de este trabajo es desarrollar el Diseño Mecánico de un banco para ensayos de Laboratorio de Ventiladores Axiales para establecer los parámetros característicos de funcionamiento, regido bajo normas estándares, para flujos de hasta 6000 m³/hr.



PONTIFICIA UNIVERSIDAD CATÓLICA DEL PERÚ
FACULTAD DE CIENCIAS E INGENIERÍA

TEMA DE TESIS PARA OPTAR EL TÍTULO DE INGENIERO MECÁNICO

DISEÑO DE UN BANCO DE ENSAYOS PARA VENTILADORES
AXIALES DE HASTA 6000 M³/H

Introducción

1. Características del proyecto
2. Diseño y selección de los componentes del banco de ensayos
3. Presupuesto del proyecto

Planos

Conclusiones

Bibliografía

Anexos

Máximo: 100 páginas



Ing. Enrique Barrantes Peña
Asesor





Dedicatoria:

A Dios, por darme el regalo de la vida.

A mis padres queridos Emilio y Heddy, por todo el esfuerzo, amor y cariño que me han brindado, a mí querida hermana Jannyna quien me ha dado las mejores vivencias de mi infancia.

A mí amada esposa Nathaly e hija Jimena que son la mejor alegría que Dios me ha dado y el mejor apoyo que tengo.

Agradecimiento

A mi asesor Enrique Barrantes Peña por darme la confianza, apoyo y dedicación para el desarrollo de mi proyecto de tesis, brindándome su experiencia y consejos.

A todos los profesores que me brindaron su apoyo, su amistad y la formación académica como estudiante universitario para poder desarrollarme en un mundo de alta competitividad y afrontar nuevos retos con las enseñanzas aprendidas.

A mis compañeros del Laboratorio de Energía de la Pontificia Universidad Católica del Perú: Ing. Ronald Mas, Ronald Díaz, Luis Villarroel, Yhonattan Rodríguez, Broni Huamán, Pedro Gonzales por brindarme su apoyo, amistad y motivación para el desarrollo de la tesis.

ÍNDICE DE CONTENIDO

	Pág.
INTRODUCCION	1
1. CARACTERISTICAS DEL PROYECTO.....	3
1.1. Ventiladores: Generalidades	3
1.2. Clasificación de los ventiladores.....	3
1.2.1 De acuerdo a la dirección de entrada y salida del flujo.....	3
1.3. Características de Funcionamiento	6
1.4. Normativa Técnica Relacionada	7
1.5. Aplicación de la norma ISO 5810 " <i>Industrial fans – Performance testing using standardized airways</i> ".....	8
1.5.1 Instrumentos de Medición.....	10
1.5.2 Determinación de la presión promedio en un conducto de aire.....	13
1.5.3 Determinación de la Potencia de entrada	15
1.5.4 Determinación del Caudal.....	16
a) Múltiples toberas en la cámara de ensayo	17
b) Entrada cónica o boca acampana en la entrada	19
c) Placa orificio.....	22
d) Tubo transversal de Pitot para determinación del caudal.....	24
1.5.5 Categorías de Instalación.....	27
1.5.6 Enderezadores (Alisadores) de Flujo.....	28
1.5.7 Segmentos comunes para instalaciones en ductos de ensayo.....	31
1.6. Desarrollo de la Norma AMCA 210-85: " <i>Laboratory Methods of Testing Fans for Aerodynamic Performance Rating</i> "	35
REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS.....	41
2. DISEÑO Y SELECCIÓN DE LOS COMPONENTES DEL BANCO DE ENSAYOS.....	43
2.1 Especificaciones Empleadas.....	43
2.2 Criterios de Diseño y Parámetros.....	45
2.2.1 Procedimiento general para el flujo de fluido compresible.....	45
2.2.2 Método Simplificado.....	53
2.3 Curvas Características del ensayo.....	55
2.4 Calculo del banco de Ensayos.....	56
2.4.1 Calculo de Grosor de Pared mínima de una Tubería.....	58
2.4.2 Calculo de falla por flexión de la Tubería.....	60
2.4.3 Calculo del claro de tuberías o ductos	63

2.4.4 Consideración de Vibración en el banco de ensayo.....	66
2.4.5 Consideraciones del ruido durante el ensayo.....	71
2.4.6 Dimensionamiento de la base de la mesa soporte del ventilador.....	72
2.4.7 Dimensionamiento de las columnas de la mesa soporte del ventilador.....	74
2.4.8 Dimensionamiento de los soportes del ducto.....	78
2.4.9 Accionamiento del Tubo de Pitot y diseño del enderezador de Flujo.....	82
2.4.10 Obturador de Flujo.....	83
REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS.....	86
3. PRESUPUESTO DEL PROYECTO.....	89
3.1. Determinación del presupuesto del proyecto.....	89
3.2. Evaluación económica del proyecto.....	91
REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS.....	96
CONCLUSIONES.....	97
BIBLIOGRAFIA.....	99
<u>PLANOS</u>	
ENS.01	Ensamble General
DESP. 01	Despiece de ducto de ensayo
DESP. 02	Despiece de mesa soporte
DESP. 03	Despiece de soporte de ducto
DESP. 04	Despiece de enderezador de flujo
DESP. 05	Despiece de Compuerta
DESP. 06	Despiece de sección de transición.
<u>ANEXOS</u>	
ANEXO 1	Coefficiente de caudal (α) para toberas usadas en cámara de ensayo
ANEXO 2	Factor de expansibilidad (ϵ) para boquillas usadas dentro de una cámara
ANEXO 3	Presión de Saturación, P_{sat} , de agua como función de la Temperatura de bulbo húmedo
ANEXO 4	Cambio en M_{ax} y la relación θ_{sgx}/θ_x como función de M_2
ANEXO 5	Cambios en f_{Mx} y la relación θ_{sgx}/θ_x como función de M_{ax}
ANEXO 6	Coefficiente de pérdidas para conductos estandarizados
ANEXO 7	Catalogo de materiales de proveedor TRADI S.A.
ANEXO 8	Cotizaciones
ANEXO 9	Fichas Técnicas de equipos y/o instrumentos

ÍNDICE DE TABLAS

	Pág.
Tabla 2.1. Valores de coeficientes Y para $t < D/6$	59
Tabla 2.2a Factor incrementado de calidad de fundición.....	59
Tabla 2.2b Factor de calidad de junta soldada E _j para costura recta y espiral longitudinal..	59
Tabla 2.3. Modelado de sistemas vibratorios	69
Tabla 2.4. Valores numéricos de $(\beta_n I)^n$	69
Tabla 2.5. Características de ventiladores axiales.....	71
Tabla 2.6. Límites máximos permisibles para ruidos de la actividad de la construcción en el Perú	72
Tabla 3.1 Listado de Materiales.....	90
Tabla 3.2: Parámetros de selección para compra de materiales.....	92
Tabla 3.3: Calificación para selección de Proveedor.....	92
Tabla 3.4: Calificación para selección de Instrumentos.....	93
Tabla 3.5: Costos de fabricación e instalación.....	94

ÍNDICE DE ILUSTRACIONES

	Pág.
Figura 1.1. Ventilador Axial.....	4
Figura 1.2a. Tipos de Ventiladores centrífugos.....	5
Figura 1.2b. Ventilador Centrífugo.....	6
Figura 1.3. Conexión a boquillas para obtener el promedio de la presión estática y altura del manómetro	12
Figura 1.4. Construcción de Tomas de presión.....	14
Figura 1.5. Geometría de la boquilla.....	17
Figura 1.6 Geometría de entrada cónica o boca acampanada.....	19
Figura 1.7 Disposición a la zona de entrada.....	20
Figura 1.8 Detalles de Placa Orificio entre tomas a D y 0.5D.....	23
Figura 1.9 Montaje de Placa Orificio.....	23
Figura 1.10 Posiciones para medidas transversales en conductos estandarizados.....	25
Figura 1.11 Enderezador de Flujo Tipo Celda.....	29
Figura 1.12 Enderezador de Flujo Tipo Estrella.....	30
Figura 1.13. Salida Circular del Ventilador para $D_2 = D_4$	31
Figura 1.14 Salida Circular del Ventilador para $D_2 \neq D_4$	31
Figura 1.15 Salida Rectangular del Ventilador donde $b < h$	32
Figura 1.16. Entrada Circular del Ventilador $D_3 = D_1$	32
Figura 1.17 Entrada Circular $0,975D_1 < D_3 < 1,5D_1$	33
Figura 1.18. Coeficientes de Pérdidas (ξ).....	35
Figura 1.19. Medición del caudal de aire con arreglo a la norma AMCA 210-85.....	36
Figura 1.20. Curva de Punto de trabajo de un ventilador.....	39
Figura 1.21. Curva característica de un ventilador.....	39
Figura 1.22. Esquema de una instalación de ensayo de ventiladores.....	40
Figura 2.1. Categoría de Instalación "B" con ducto de ensayo a la salida.....	44
Figura 2.2. Ejemplo de curvas características para juego de tomas a velocidad constante... ..	56
Figura 2.3. Diagrama de Fuerzas Cortantes y Diagrama de Momento Flector.....	61
Figura 2.4. Cargas que actúan en la tubería.....	62
Figura 2.5. Conexión flexible RACK.....	63
Figura 2.6. Distribución de apoyos sobre ducto (mm).....	67
Figura 2.7. Solución correspondiente al modo n -ésimo	67
Figura 2.8. Elemento diferencial de viga.....	68
Figura 2.9. Características de amortiguador Cónico – Silentblock.....	70
Figura 2.10 Dimensiones y cargas sobre la base de mesa soporte.....	72
Figura 2.11. Distribución de cargas en objeto con 2 puntos de apoyo.....	73

Figura 2.12. Dimensiones de la estructura de la mesa.....	74
Figura 2.13. Silleta para Ventilador tuboaxial	75
Figura 2.14. Vista de planta de las columnas sometidas a compresión y flexión.....	75
Figura 2.15. Vista y Sección que une la columna con la mesa.....	77
Figura 2.16. Esquema de soporte de Ducto.....	79
Figura 2.17. Diagrama de apoyos que soportan el ducto.....	79
Figura 2.18. Calculo de la tensión de pandeo por flexión.....	81
Figura 2.19. Detalle de redocople.....	82
Figura 2.20. Detalle de racor deslizante en teflón.....	82
Figura 2.21. Esquema de medición de Presión.....	83
Figura 2.22. Esquema de Compuerta soldada.....	84
Figura 2.23. Regulador de caudal.....	85
Figura 2.24. Compuerta y Regulador de Caudal Montado.....	85



LISTA DE SÍMBOLOS

A_x : Área en la sección “x” (m^2).

C_x : Velocidad del sonido en la sección “x” (m/s).

C_p : Capacidad calorífica a Presión constante (J/kg °K).

$$= \left[\frac{k}{k-1} \right] R_w$$

C_v : Capacidad Calorífica a volumen constante

$$= \left[\frac{1}{k-1} \right] R_w$$

f_{Mx} : Factor de Mach para corrección de la presión dinámica en la sección “x”.

N : Velocidad de rotación del impulsor (rev/min.)

n : Frecuencia de rotación del impulsor (rad/s)

P_u : Potencia de salida convencional que es el producto del flujo másico (q_m) y el trabajo del ventilador por unidad de masa (W_m), o el producto de la tasa de flujo volumétrico de entrada q_{Vsg1} , el coeficiente de compresibilidad k_p y la presión en el ventilador P_f dada por la siguiente ecuación (W):

$$P_u = q_m \cdot W_m = q_{Vsg1} \cdot p_f \cdot \kappa_p$$

P_r : Potencia mecánica suministrada al impulsor del ventilador (W)

P_a : Potencia mecánica suministrada al eje del ventilador. (W).

P_o : Potencia del eje de salida del motor (W).

P_e : Potencia eléctrica suministrada por los terminales de un motor eléctrico. (W).

p_a : Presión atmosférica (Pa)

p_e : Presión manométrica (Pa).

p_d : Presión dinámica (Pa)

p_x : Presión absoluta en la sección “x”. (Pa)

p_{esgx} : Presión de estancamiento manométrica en la sección “x”. (Pa).

p_{sgx} : Presión de estancamiento o estática en la sección “x”. (Pa)

p_f : Presión de del ventilador (Pa). Dado por la ecuación

$$= p_{sg2} - p_{sg1}$$

M_{ax} : Numero de Mach en la sección “x” (Adimensional)

$$= \frac{v_f}{c}$$

v_f : Velocidad del fluido (m/s).

C : velocidad del sonido (En la atmósfera terrestre es de 343 m/s a 20 °C de temperatura, con 50% de humedad y a nivel del mar).

p_{sfB} : Presión estática del ventilador para una instalación de categoría B. (Pa).

q_m : Flujo másico (kg/s).

q_{vsg} : Caudal de estancamiento a la entrada.(m³/s).

$$= \frac{q_m}{\rho_{vg}}$$

W_m : Trabajo del ventilador por unidad de masa (J/kg).

η_r : Eficiencia del impulsor del ventilador.

$$\eta_r = \frac{Pu}{Pr}$$

η_a : Eficiencia del eje del ventilador.

$$\eta_a = \frac{Pu}{Pa}$$

η_0 : Eficiencia del eje del motor.

$$\eta_0 = \frac{Pu}{P_0}$$

η_e : Eficiencia Total.

$$\eta_e = \frac{Pu}{Pe}$$

μ : Viscosidad dinámica (N s / m²).

$$\mu = \nu \cdot \rho$$

ν : Viscosidad cinemática (m²/s).

h_w : Humedad relativa (p_v/p_{sat}).

p_v : Presión parcial de vapor de agua (Pa)

p_{sat} : Presión de saturación (Pa).

Δp_m : Diferencial de presión promedio (Pa).

Δp : Diferencial de presión (Pa)

R_w : Constante de los gases de aire húmedo o gas (J/kg K).

T_d : Temperatura de bulbo seco. (° C).

T_x : Temperatura estática en la sección "x". (° C)

T_w : Temperatura de bulbo húmedo. (° C).

V_{mx} : Velocidad promedio en la sección "x" (m/s).

Θ_x : Temperatura del fluido (° K).

Θ_{sgx} : Temperatura absoluta de estancamiento en la sección "x" (° K).

Θ_{sga} : Temperatura absoluta atmosférica de estancamiento (° K).

α : Coeficiente de flujo.(Adimensional).

ε : Coeficiente de expansibilidad.(Adimensional).

ρ_M : Densidad promedio del gas en el ventilador. (kg/m³)

K_ρ : Razón de densidad fluido a la entrada dividida entre el promed

io de la densidad del fluido. (Adimensional).

$$= \frac{2\rho_1}{\rho_1 + \rho_2}$$

κ_p : Coeficiente de compresibilidad para el cálculo de la potencia del ventilador P_u .
(Adimensional).

$$= \frac{Z_k \log_{10} r}{\log_{10} [1 + Z_k(r - 1)]}$$

r: Razón de Presión de ventilador (Adimensional).

$$= \frac{P_{2st}}{P_{1st}}$$

Z_k : Coeficiente usado para el cálculo del factor de compresibilidad κ_p (1er método).

$$= \frac{k - 1}{k} \frac{Pr}{q_{vsg1} P_{fs}}$$

Z_p : Coeficiente usado para el cálculo del factor de compresibilidad κ_p (1er método).

$$= \frac{k - 1}{k} \frac{Pr}{q_{vsg1} P_{sg1}}$$

k : Coeficiente poli trópico (C_p/C_v)

ρ : Densidad. (Aire 1,2 kg/m³).

r_d : Relación de presión para un flujometro.

$$= \frac{P_{da}}{P_{ua}}$$

Δ : Cambio o Diferencia.

g: Gravedad.

H: Altura manométrica.

β :Relación del diámetro interior de un orificio o boquilla con el diámetro aguas arriba del conducto de d/D

Re: Numero de Reynolds,

α_{Ax} : Factor de energía cinética en la sección "x". (Adimensional).

(ξ_{x-y})y : Coeficiente de perdidas por fricción entre los planos "x" e "y" calculado en la sección "y".

D_h : Diámetro hidráulico de una sección rectangular de un ducto. (m)

$$D_h = \frac{4A}{2(b+h)}$$

donde

A: es el área de la sección que cruza.

b: es el ancho de la sección rectangular

h: es el alto de la sección rectangular

Subíndice "do": Aguas abajo.

Subíndice "u": Aguas arriba.

INTRODUCCIÓN

Los ventiladores son turbo máquinas de gran utilidad a nivel industrial, comercial y residencial, pues de ellos dependen procesos básicos de producción, control ambiental, confort, etc.

Estos tienen aplicaciones específicas como: Extracción de gases de escape, Cortinas de aire, Unidades de abastecimiento de aire, Control de polución, Aire acondicionado, Aire de combustión, Aplicaciones en computadores, Calentadores, Secadores, Equipos de recolección de polvo, Control ambiental, Transporte de materiales, Circulación en hornos, Destilación de petróleo, Extracción o introducción de gases en reactores, etc.

Sin embargo, en la mayoría de casos los análisis realizados para el diseño de estas turbo máquinas, requieren de una verificación del comportamiento mediante ensayos de Laboratorio. Por este motivo, el objetivo principal de este trabajo es desarrollar el Diseño Mecánico de un banco de ensayos para Ventiladores Axiales que permitan obtener experimentalmente los parámetros característicos de funcionamiento (caudal, presión estática, potencia, velocidad de rotación), regidos bajo normas estándares presentados en el siguiente documento a través de gráficas o tablas, para flujos de hasta 6000 m³/hr.

Durante el desarrollo de este trabajo, se explicaran los pasos que se siguieron para la elaboración del mismo; detallando las normas empleadas para realizar los ensayos. Para esto se procederá a elaborar los fundamentos teóricos que se usaran a la hora de realizar el trabajo, así mismo se explicara los análisis de los detalles y consideraciones involucradas en la realización del diseño.

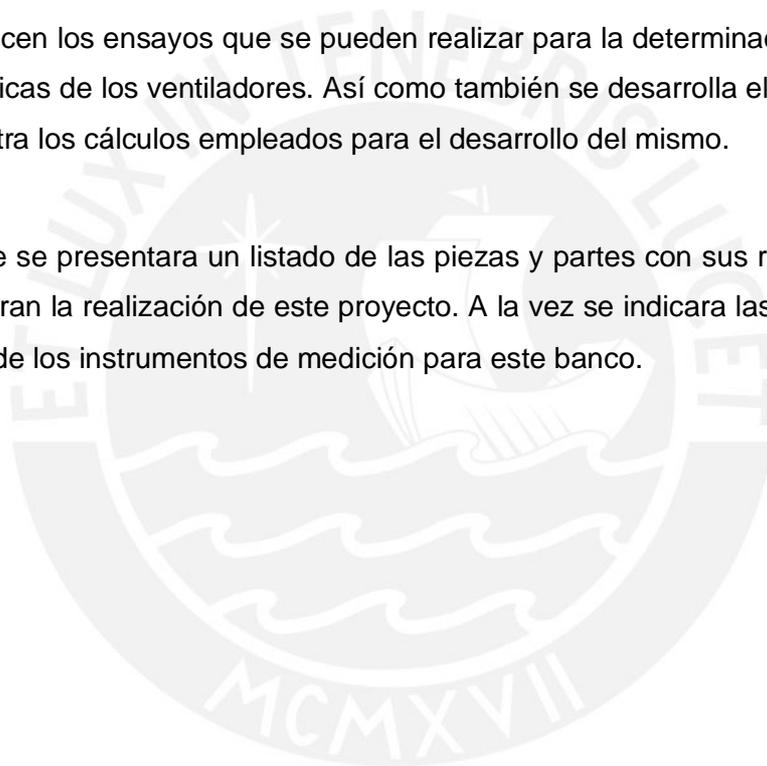
Adicionalmente se podría aprovechar este banco de ensayos para implementar nuevas prácticas de laboratorio y complementar la formación académica de los estudiantes de Ingeniería Mecánica. Sin embargo, se procura también que pueda ser

utilizado en otros sectores como dispositivo de análisis de fallas y/o mantenimiento de ventiladores.

Las características de este proyecto incluyen los requerimientos que brindan las normas ISO 5810: "*Industrial fans -Performance testing using standardized airways*", AMCA 210-85: "*Laboratory Methods of Testing Fans for Aerodynamic Performance Rating* ", así como también la aplicación de principios básicos.

Se establecen los ensayos que se pueden realizar para la determinación de las curvas características de los ventiladores. Así como también se desarrolla el diseño del banco y se muestra los cálculos empleados para el desarrollo del mismo.

Finalmente se presentara un listado de las piezas y partes con sus respectivos costos que muestran la realización de este proyecto. A la vez se indicara las variantes para la selección de los instrumentos de medición para este banco.



CAPITULO 1

CARACTERISTICAS DEL PROYECTO

El presente capítulo tiene como finalidad brindar una descripción general del banco de ensayos, así como indicar su uso, de esta forma generar una base teórica para el desarrollo y comprensión del presente trabajo. Además se hará referencia a las normas y principios básicos empleados para su desarrollo.

1.1.- VENTILADORES: GENERALIDADES

Un ventilador es una máquina rotativa que traslada fluido de una parte a otra, venciendo determinada presión y están fabricados para resistir condiciones de operación severas.

1.2.- CLASIFICACIÓN DE LOS VENTILADORES

Los ventiladores pueden clasificarse en función a la ubicación de la aspiración o descarga de gases como centrífugo o axial.

1.2.1 De acuerdo a la dirección de entrada y salida del flujo.

a. Ventiladores Axiales

En este tipo de ventiladores, el aire sigue la dirección del eje del rotor, estando alineadas la entrada y la salida. El rotor tiene dos o más álabes colocados en ángulo hacia el eje. Al invertir el sentido de giro, el ventilador pierde su eficiencia ya que las aspas vienen diseñadas para que funcionen en un sentido.

Existen tres (3) tipos básicos de ventiladores axiales: helicoidales, tubulares y tubulares con directrices.

- Ventiladores helicoidales: Empleados para mover grandes caudales de aire con bajas presiones. Son de bajo rendimiento. La transferencia de energía se produce mayoritariamente en forma de presión dinámica y su aplicación más común es la ventilación general. Utilizados con el objetivo de renovación de aire.
- Ventiladores tubulares: disponen de una hélice de alabes estrechos de sección constante o con perfil aerodinámico montado en una carcasa cilíndrica. Pueden mover aire venciendo resistencias moderadas. Se utiliza en instalaciones de ventilación, calefacción y aire acondicionado que requieran altos caudales con presión media a baja. También se utiliza en algunos sistemas industriales como cabinas de pintura y extracciones localizadas de humos.
- Ventiladores turbo axiales con directrices: tienen una hélice de alabes con perfil aerodinámico montado en una carcasa cilíndrica que normalmente dispone de aletas enderezadoras del flujo de aire en el lado de impulsión de la hélice. En comparación con los otros tipos de ventiladores axiales, estos tienen un rendimiento superior y pueden desarrollar presiones superiores.

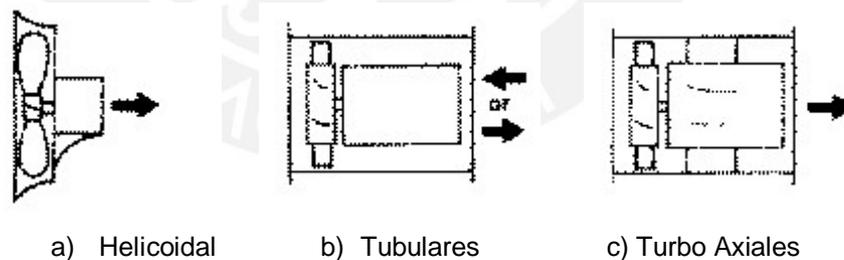


Fig. 1.1 Ventilador axial [1]

b. Ventilador Centrífugo (Radial)

Son aquellos en los cuales el flujo de aire cambia su dirección, en un ángulo de 90° , entre la entrada y salida. El fluido circula entre los álabes hacia el exterior a causa de la fuerza centrífuga y abandona el rotor con una velocidad mayor a la de la entrada.

Estos ventiladores tienen tres tipos básicos de rodetes:

- Ventiladores de alabes curvados hacia delante; tienen una hélice o rodete con los alabes curvados en el mismo sentido que la dirección de giro, apto para caudales altos y bajas presiones. Estos ventiladores necesitan poco espacio, baja velocidad periférica y son silenciosos. Se utilizan cuando la presión estática necesaria es de baja a media, tal como la que se encuentran en los sistemas de calefacción, aire acondicionado o renovación de aire, etc.
- Ventiladores centrífugos radiales: tiene el rodete con los alabes dispuestos en forma radial. Es el diseño más sencillo y de menor rendimiento. Es muy resistente mecánicamente, y el rodete puede ser reparado con facilidad. La potencia aumenta de forma continua al aumentar el caudal.
- Ventiladores centrífugos de alabes curvados hacia atrás: tienen un rodete con los alabes inclinados en sentido contrario al de rotación. Este tipo de ventilador es el de mayor velocidad periférica y mayor rendimiento con un nivel sonoro relativamente bajo y una característica de consumo de energía no sobre cargable.

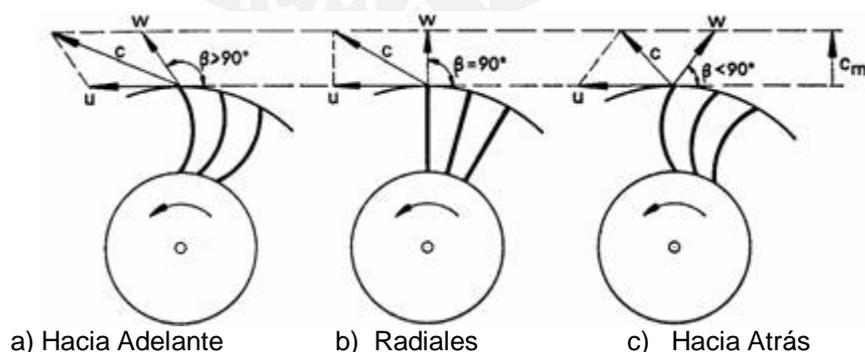


Fig. 1.2. a. Tipos de Ventiladores centrífugos [2]



Fig. 1.2. b. Ventilador centrifugo [3]

1.3.- CARACTERISTICAS DE FUNCIONAMIENTO

Cuando se trabaja con ventiladores es usual describir su funcionamiento en términos del cambio de presión total, ΔP , en lugar de altura manométrica, H , como función del caudal, Q . La relación entre el salto de presión total y la altura de impulsión está dada [4]:

$$\Delta P = \rho g H$$

Siendo ρ la densidad del gas impulsado (en el caso general del aire $\rho=1,2 \text{ Kg/m}^3$ en condiciones estándar o ambiente) [5].

Para trazar las Curvas Características de un ventilador (la representación gráfica de la presión total, la potencia consumida y el rendimiento en función del caudal), se debe llevar a cabo los procedimientos adecuados que procuren brindar los datos necesarios. Para poder disponer de los distintos caudales que puede manejar un ventilador según sea la pérdida de presión del sistema con el cual se esté trabajando, se ensaya el ventilador variándole la carga desde el caudal máximo al caudal cero. Todos los pares de valores obtenidos caudal-presión se llevan a unos ejes coordenados, obteniéndose una Curva Característica.

También se puede obtener las curvas del ventilador dibujando en unos ejes de coordenadas los distintos valores de potencia necesaria- caudal, esta curva da la potencia que consume el motor que acciona el ventilador; también se representan las curvas de rendimiento del ventilador - caudal, donde se ve que el rendimiento del

ventilador depende del caudal que esta moviendo. El conjunto de estas curvas recibe el nombre de característica de un ventilador.

1.4.- NORMATIVA TECNICA RELACIONADA

Se ha revisado dos (2) normas técnicas relacionadas al ensayo de ventiladores en laboratorios.

- Norma ISO 5810 "Industrial fans – Performance testing using standardized airways.
- Norma ANSI-AMCA 210 = ANSI-ASHRAE 51-1985: "Laboratory methods Of testing fans for rating."

Estas normas, mediante el uso de un conjunto de ecuaciones, las cuales serán mostradas adelante, nos permitirán determinar con buena precisión los parámetros de trabajo y curvas características del ventilador a partir de los ensayos efectuados en posiciones normalizadas.

Al mismo tiempo, estas leyes permiten determinar las variantes de una serie de ventiladores geoméricamente semejantes a partir de las características del ventilador ensayado.

Las leyes de los ventiladores están indicadas, bajo forma de relación y magnitudes, en ecuaciones que se basan en la teoría de la mecánica de fluidos y su exactitud es suficiente para la mayoría de las aplicaciones, siempre que el diferencial de presión sea inferior a 3 KPa [6], por encima del cual se debe tener en cuenta la compresibilidad del gas.

Podríamos decir que cuando un mismo ventilador se somete a regímenes distintos de carga o bien se varían las condiciones del fluido que circula, pueden calcularse por anticipado los resultados que se obtendrán a partir de los conocidos, por medio de unas leyes o relaciones sencillas que también son de aplicaciones cuando se trata de una serie de ventiladores homólogos, esto es, de dimensiones y características semejantes que se mantienen al variar el tamaño al pasar por uno de ellos a cualquier otro de su misma familia.

Estas leyes se basan en el hecho de que dos ventiladores de una serie homologa tienen homologas sus curvas características y para puntos de trabajo semejantes tienen el mismo rendimiento, manteniéndose entonces interrelacionadas todas las razones de las demás variables.

Las variables que comprenden a un ventilador son velocidad de rotación, el diámetro de la hélice o rodete, las presiones total, estática y dinámica, el caudal, la densidad del gas, la potencia absorbida, el rendimiento y el nivel sonoro.

1.5.- Aplicación de la norma ISO 5810 “Industrial fans – Performance testing using standardized airways “

Esta norma se refiere a la determinación del rendimiento de Ventiladores industriales de todo tipo para ensayos en sistemas normalizados; esta exceptuada a los ventiladores destinados exclusivamente para la circulación del aire. (Ejm.: los ventiladores de techo y/o ventiladores de mesa).

Dentro de las referencias normativas citadas por esta norma se tiene:

- ISO 5221, La distribución del aire y la difusión del aire - Normas para métodos de medición de caudal de aire en un conducto.
- ISO 5168, Medición de flujo de fluidos - Procedimientos para la evaluación de las incertidumbres.
- IEC 60034-2:1972, Máquinas eléctricas rotativas - Parte 2: Métodos para la determinación de las pérdidas y la eficiencia de máquinas eléctricas rotativas a partir de ensayos (excluyendo máquinas para vehículos de tracción).
- IEC 60051-2, Instrumentos de medición directa eléctrica analógica y sus accesorios. Part. 2: Requisitos especiales para amperímetros y voltímetros.

Dentro de las pautas que hace referencia esta norma, es que el fluido de trabajo para los ensayos en los conductos estandarizados debe ser aire atmosférico, y la presión y la temperatura deben estar dentro del rango normal atmosférico, esto es a condiciones atmosféricas. Los cálculos se realizan con presiones y temperaturas absolutas, pero también se dan expresiones equivalentes usando presiones manométricas.

Dado que la conexión de un conducto de salida y/o entrada en un ventilador modifica su rendimiento; la norma [7] clasifica en 4 categorías las características esenciales en cuanto al modo de instalación:

- Categoría A: Entrada libre, salida libre.
- Categoría B: Entrada libre, conducto a la salida.
- Categoría C: conducto a la entrada, salida libre.
- Categoría D: conducto a la entrada, conducto a la salida.

Entrada o salida libre significa que el aire ingresa o sale directamente del ventilador de o a la atmósfera sin obstáculos. Conductos de entrada o de salida significa que el aire entra o sale del ventilador a través de un conducto conectado directamente con el ventilador a la entrada o salida, respectivamente. Un ventilador adaptable a más de una categoría de instalación, contará con más de un rendimiento estandarizado. Al momento de realizar el ensayo, se debe seleccionar la categoría de instalación más cercana a la aplicación específica del ventilador.

Para la instalación de ventiladores de las categorías C y D, debería proporcionarse una sección común a la dirección del aire, aguas arriba de la entrada del ventilador para simular un conducto largo y recto.

Para la instalación de ventiladores de las categorías B y D, debería proporcionarse una sección común a la dirección del aire (incorporando un direccionador de flujo normalizado: ocho alabes radiales conductores, o una celda conductora en forma de panal de abeja) adyacente a la salida del ventilador, antes de la medición de presión de salida para simular una sección recta y larga a la salida del conducto.

Cuando la prueba de ensayo está destinada a simular una instalación correspondiente a la categoría C, pero con un conducto corto de descarga a la atmósfera; la prueba del ventilador debería estar equipada con un conducto que tenga la misma forma a la salida del ventilador (diámetro) y una longitud de dos diámetros equivalentes.

Para grandes ventiladores de la categoría de instalación D (800 mm de diámetro a más), puede ser difícil llevar a cabo los ensayos con conductos comunes normalizados a la salida aun incluyendo un direccionador de flujo [8]. En este caso, el rendimiento del ventilador puede ser medido mediante un conducto de longitud 3D (tres veces el

diámetro) [9] en la salida. Los resultados obtenidos de esta forma, pueden diferir en cierta medida de los obtenidos con las herramientas habituales para la categoría D de instalación, especialmente si el ventilador produce una gran turbulencia.

En el caso particular para pruebas de ventiladores de la categoría B o D sin salida significativa de turbulencia; tales como un ventilador centrífugo, de flujo transversal o ventilador vane-axial; se puede equipar de un conducto de salida simplificado cuando se descarga a la atmósfera o a una cámara de medición. Este conducto será de la misma sección transversal a la salida del ventilador.

Por convención, los factores de energía cinética α_{A1} , α_{A2} a la entrada y salida del ventilador son considerados igual a 1.

1.5.1 Instrumentos de Medición

Los instrumentos y parámetros para la selección y correcto desarrollo de los ensayos que forman parte importante de este tema de tesis son:

A. Medida de la Presión:

a.1. Barómetros

Para la toma de la presión atmosférica dentro de la sala de ensayo (área de trabajo), se determinará a media altura tanto en el centro de la sección de entrada y salida del ventilador con una incertidumbre no mayor a $\pm 0,2\%$ [10]. Para los barómetros de lectura directa del tipo columna de mercurio, deberá leerse lo más cercana a 100 Pa (1 mbar), o a 1 mm Hg. Estos deben ser calibrados y corregidos, ya que pueden presentar algún cambio en la escala graduada debido a la temperatura.

El rendimiento de los ventiladores no puede considerarse como invariante. La curva de rendimiento de la presión del ventilador versus el caudal, puede ser modificado por el caudal del fluido, por ejemplo, si el perfil de velocidad es distorsionada o si hay turbulencia.

a.2. Manómetros

La incertidumbre para los manómetros deberá tomarse bajo condiciones de presión estable y después de aplicada alguna corrección de calibración, esta incertidumbre no debe ser mayor al $\pm 1\%$ de la presión significativa (presión principal a medir) o 1,5 Pa [11], cualquiera que sea mayor.

La presión significativa debe ser tomada como la presión que puede ocasionar el incumplimiento de los objetivos a trabajo nominal.

Los manómetros normalmente son del tipo columna de líquido, vertical o inclinados, pero también son aceptables los transductores de presión con indicadores o registros de instrumentación, dependiendo de la misma precisión y la calibración requerida.

La calibración debe llevarse a cabo en una serie de presiones estables, tanto en el aumento como en la caída, para comprobar cualquier diferencia. Además el instrumento de referencia debe ser un manómetro o micro manómetro de precisión capaz de leer con una precisión de $\pm 0,25\%$ o $0,5$ Pa [12].

a.3. Amortiguadores de manómetros

Las rápidas fluctuaciones en las lecturas del manómetro deben estar limitadas por la amortiguación, de modo que es posible estimar la lectura promedio dentro de $\pm 1\%$ de la presión significativa. La amortiguación puede estar en las conexiones principales del aire al manómetro o en el circuito del líquido del instrumento. Debe ser lineal, y de un tipo tal que asegure igual resistencia al movimiento en ambos sentidos. La amortiguación no debe ser tan pesada de tal forma que no impida la indicación de cambios más lentos. Si esto ocurre, debería ser tomado un número suficiente de lecturas para determinar un promedio $\pm 1\%$ de la presión significativa. (Esto es usado mayormente en ambientes corrosivos y para resistencia a las vibraciones)

a.4. Verificación de manómetros

Los Manómetros del tipo columna líquida deberán ser revisados en el lugar de prueba para confirmar su calibración cerca a la presión significativa. Los instrumentos de tubo inclinado deben ser frecuentemente revisados por su nivel y volver a calibrarlos si hay perturbaciones. La lectura de cero de todos los manómetros se comprobarán antes y después de cada serie de lecturas sin perturbar el instrumento.

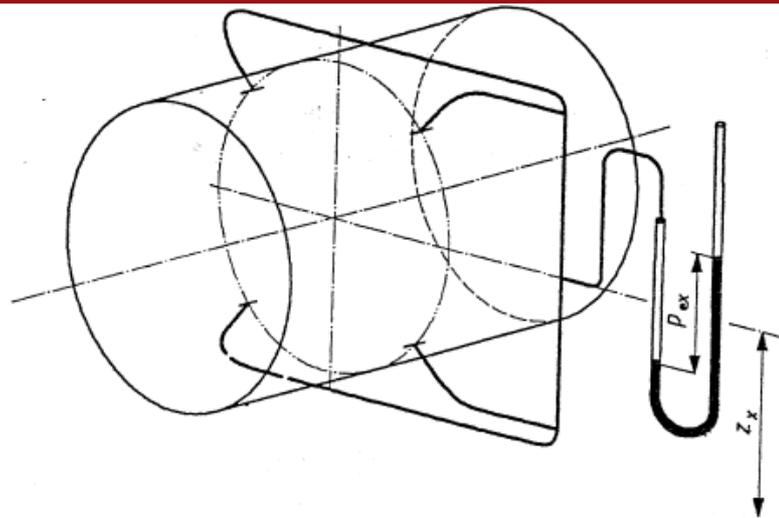


Fig. 1.3. Conexión a boquillas para obtener el promedio de la presión estática y altura del manómetro. [13]

a.5. Posición de manómetros

El nivel de referencia de los manómetros o de los transductores de presión debe ser a media altura de la sección para la medición de la presión., conforme se muestra en la figura 1.3.

B. Medida de la temperatura

b.1 Termómetros

Los instrumentos para la medición de temperatura deben tener una precisión de ± 0.5 °C después de aplicadas las correcciones de calibración.

b.2. Ubicación del termómetro

La precisión para medir la temperatura dentro del conducto al realizar la prueba, está en función de la velocidad del fluido.

Si la velocidad del aire es igual a 25 m/s [14], la diferencia entre la temperatura estática y la de estancamiento es 0.31 °C; cuando la velocidad es de 35 m/s la diferencia será de 0.61 °C (Para una T. estática de 293.15 K = 20 °C).

Si la medida es tomada en una sección donde la velocidad del aire es menor a 25 m/s, la temperatura de estancamiento medida es asumida igual a la T. estática. Por ello se recomienda que la medición de la T. estancamiento se haga aguas arriba de la entrada del ventilador o en el conducto de ensayo, ya sea en una sección donde la velocidad del aire se sitúe entre 0 y 25 m/s o en la entrada de la cámara.

b.3 Humedad

La Temperatura de bulbo seco y de bulbo húmedo dentro de la sala de ensayo, debe ser medida en los puntos donde se puedan registrar la entrada de aire al conducto de ensayo. Los instrumentos pueden ser protegidos contra radiación de las superficies calientes.

El termómetro de bulbo húmedo debe estar ubicado en una corriente de aire de velocidades de al menos 3 m/s. La manga debe estar limpia, en buen contacto con el bulbo, y mantenerse húmedo con agua pura. La Humedad relativa puede ser medida directamente siempre que el aparato utilizado tenga una precisión de $\pm 2\%$ [15].

C. Medida de la Velocidad de Rotación

c.1 Velocidad del eje del ventilador

Este debe ser medido en intervalos regulares durante los tiempos de ensayos para cada punto de prueba, a fin de garantizar la determinación de la velocidad promedio de rotación en cada período con una incertidumbre no mayor a $\pm 0.5\%$. [16]

Ningún dispositivo utilizado debería afectar la velocidad de rotación del ventilador bajo prueba o en su rendimiento. Los instrumentos de medición deben tener una incertidumbre no mayor a 0,5% [17].

1.5.2 Determinación de la Presión promedio en un conducto de aire

a. Métodos de medición

Un manómetro diferencial que cumpla con las especificaciones dadas en el inciso 1.5.1.a2 a 1.5.1.a5 se utilizará con un lado conectado a cualquiera de las boquillas de las paredes o a las conexiones de presión de un set de tubos de Pitot en el plano de medición de la presión.

Para determinar el promedio de la presión estática en este plano, el otro lado del manómetro estará expuesto a la presión atmosférica. Además, para determinar la diferencia de presión entre los planos de medición en los lados opuestos del ventilador, uno o ambos lados del manómetro se pueden conectar entre el juego de cuatro tomas o boquillas construidas de acorde al ítem 1.5.2.d.

b. Uso de boquillas o tomas en la pared del ducto.

En cada una de las secciones para la medición de presión en los conductos estandarizados especificados en el inciso 1.5.4; el promedio de la presión estática debe ser tomada como el promedio de las presiones en las cuatro tomas (boquillas) de la pared del ducto, construidas en conformidad con el inciso 1.5.2.c.

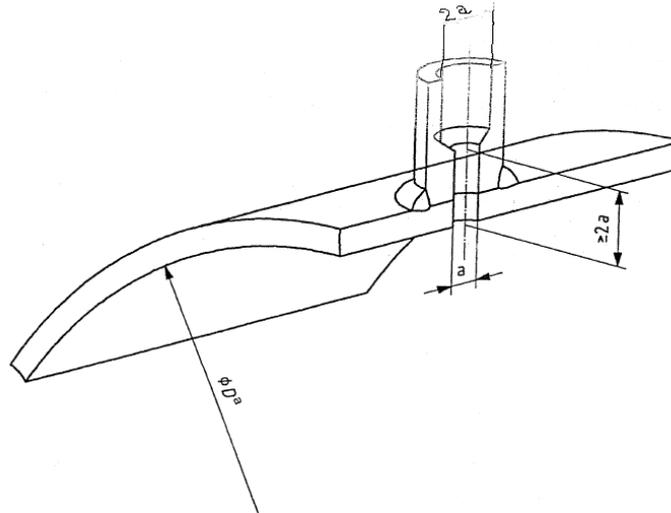


Fig. 1.4. Construcción de Tomas de Presión.[18]

c. Construcción de las boquillas.

Cada boquilla toma la forma de un agujero que atraviesa la pared del conducto de aire conforme a los límites dimensionales mostrados en la figura 1.4. (Adicionalmente los límites son especificados en los incisos 1.5.4 para las tomas usadas en los dispositivos de medición de caudal). Es esencial que el agujero sea cuidadosamente producido de modo que el agujero sea normal y al ras con la superficie interior del conducto de aire, y que todas las protuberancias internas sean removidas.

El diámetro interior de la boquilla, "a", no debe ser menor a 1.5 mm ni superior a 5 mm [19] ni a $0,1D$ donde "D" es el diámetro del conducto. El redondeo del borde del agujero tiene un máximo de $0.1a$ como permisible. Se requiere especial cuidado cuando la velocidad en el conducto es comparable con el de la entrada y salida del ventilador. En estos casos, las boquillas (tomas) deberían estar situados en una sección del conducto que esté libre de juntas u otras irregularidades tomadas desde una distancia de D aguas arriba y $D / 2$ aguas abajo, siendo "D" el diámetro del conducto de aire.

d. Posiciones y Conexiones

En el caso de un conducto cilíndrico de aire, las cuatro boquillas deberán ser igualmente espaciadas alrededor de la circunferencia. En el caso de un conducto rectangular, estos deben estar en los centros de los cuatro lados. Las tomas pueden ser conectados a un mismo manómetro y deberán estar conectados como se muestra en la *Figura 1.3*.

1.5.3 Determinación de la potencia de entrada

a) Precisión de Medición

La potencia de entrada (o de alimentación) al ventilador se determinará mediante un método que se describe en el inciso b de esta sección, incluyendo el promedio de un número suficiente de lecturas en cada punto de prueba, que logra un resultado con una incertidumbre no mayor a $\pm 2\%$.

b) Potencia del eje del ventilador

Cuando la potencia que debe determinarse es a la entrada del eje del ventilador, se incluyen los siguientes métodos:

- Dinamómetro de Reacción.

El torque (par) se mide por medio de un mecanismo basculante o un par de mesa tipo dinamómetro. Las pesas deberán tener una precisión certificada de $\pm 0,2\%$ [20]. La longitud del brazo de torsión se determinará con una precisión de $\pm 0,2\%$.

El equilibrio del par-cero (tara) debe ser controlado antes y después de cada prueba. La diferencia deberá estar dentro de $0,5\%$ [21] del máximo valor medido durante la prueba.

- Torsiómetro.

Es un instrumento para medir el grado de rotación. El par se mide por medio de un torsiómetro teniendo una incertidumbre no mayor a $2,0\%$ [22] del par a ser medido. Para la calibración, los pesos deben tener una precisión certificada de $\pm 0,2\%$. La longitud del brazo de torsión se determinará con una precisión de $\pm 0,2\%$.

El equilibrio del par-cero (tara) y la duración del sistema de lectura deberá ser comprobado antes y después de cada prueba. En cada caso, la diferencia deberá ser del 0,5% del valor máximo medido durante la prueba.

c) Potencia del impulsor

Para determinar la potencia de entrada al eje impulsor (rotor) del ventilador es necesario, al menos que el impulsor este montado directamente sobre el eje del motor, para deducir de la potencia del eje del ventilador una tolerancia por pérdidas de cojinete y pérdidas por algún acople flexible. Esto puede ser determinado mediante la ejecución de una prueba posterior a la misma velocidad con el impulsor retirado del eje y midiendo las pérdidas por torque debido a la fricción de los rodamientos. Si se considera necesario el impulsor puede ser sustituido por una masa equivalente (teniendo una pérdida aerodinámica insignificante) para proporcionar cargas similares.

d) Sistemas de transmisión

Para ensayos con conductos estandarizados, la interposición de un sistema de transmisión entre el ventilador y el punto de medición de potencia debe evitarse a menos que sea de un tipo en el que las pérdidas de transmisión en las condiciones específicas de trabajo se puedan determinar con fiabilidad.

1.5.4 Determinación del Caudal

Cuatro métodos de medición de caudal se pueden mencionar y que se describen como:

- a) Múltiple Toberas
 - Múltiples toberas en la cámara de ensayo.
- b) Entradas Cónicas o boca acampanada.
- c) Placa orificio
 - Placa orificio en la entrada.
 - Placa de orificio dentro del conducto.
 - Placa de orificio en la salida.
 - Placa orificio en la Cámara.
- d) Tubo de Pitot transversal.

a.) Múltiples toberas en la cámara de ensayo

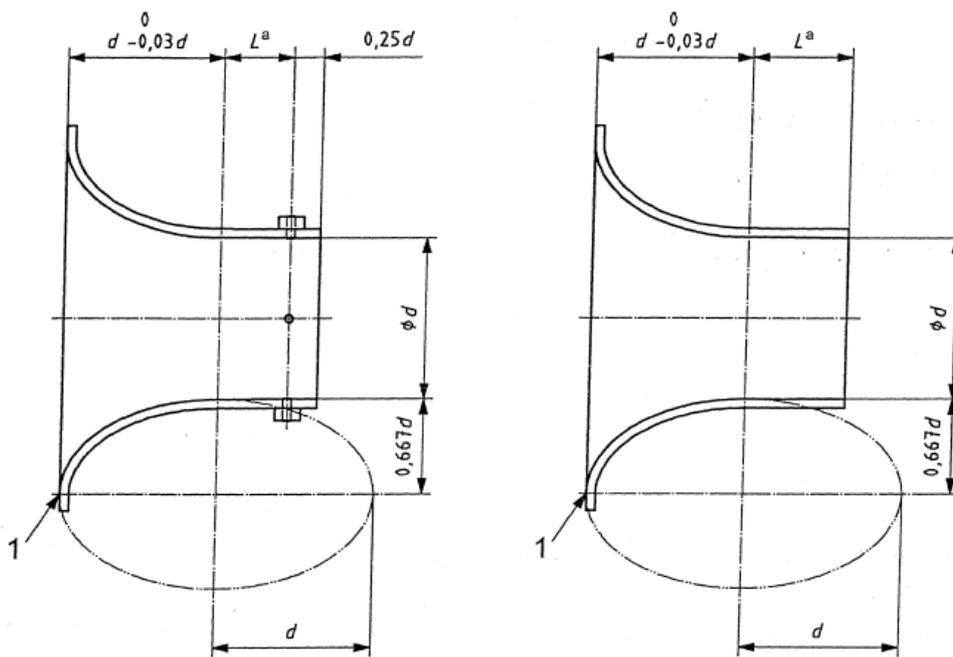
a.1. Instalación

Para ensayos en conductos estandarizados, las múltiples toberas se pueden usar dentro de las cámaras de entrada o salida. Las toberas pueden ser de tamaños variables, pero deberían ser simétricamente posicionadas en relación al eje de la cámara, tanto en tamaño como en radio.

a.2. Forma geométrica

Las dimensiones y tolerancias para las toberas se muestran en la *Figura 1.5*.

El perfil será simétricamente axial y los bordes de salida serán cuadrados y libres de rebabas, muescas o redondeos. Los ejes de la boquilla(s) y de la cámara en el que están instalados serán paralelos. Además la longitud de la garganta de la tobera, L , debe ser $0,6d \pm 0,005d$ (recomendado) o $0,5d \pm 0,005d$.



Nota: 1:

radio de aproximadamente $0,05d$, si es necesario

a : Longitud, L , debe ser $0,5$ o $0,6d$; $0,6d$ es recomendado para construcciones nuevas

Fig.1.5.Geometría de la boquilla. [23]

Las toberas tendrán una forma elíptica, como se muestra en la figura 1.5, con una aproximación de $0.015d$ [24].

- El diámetro de la garganta de la tobera "d" será medido con una precisión de $0.001d$ al eje menor de la elipse y a la salida de la tobera. Se tomaran cuatro

mediciones con un espaciamento angular de 45 ° y deberá estar dentro de ± 0,002d de la media. En la entrada de la garganta, el diámetro medio puede ser 0.002d mayor, pero no menor que el diámetro medio en la salida de la tobera.

- La superficie interior de la tobera será lisa de modo que el flujo se asemeje a una línea recta sobre la superficie, en caso de una superficie ondulada no debe ser mayor a 0.001d de la base de la superficie al pico de la onda.

a.3 Zona de entrada

Múltiples toberas se colocarán de tal manera que el eje central de cada tobera no sea inferior a 1,5d de la pared de la cámara. La distancia mínima entre los centros de dos toberas contiguas será 3d donde d es el diámetro de la tobera más grande.

a.4 Características de las Toberas

El coeficiente de flujo de la tobera, α , es obtenido del anexo 1 o puede ser calculado de la siguiente relación [25]

$$\alpha = \left[0,9986 - \frac{7,006}{\sqrt{Re_d}} + \frac{134,6}{Re_d} \right] \left[\frac{1}{\sqrt{1 - \alpha_{Au}\beta^4}} \right] = \frac{C}{\sqrt{1 - \alpha_{Au}\beta^4}}$$

for $L/d = 0,6$ (1.1)

$$\alpha = \left[0,9986 - \frac{6,688}{\sqrt{Re_d}} + \frac{131,5}{Re_d} \right] \left[\frac{1}{\sqrt{1 - \alpha_{Au}\beta^4}} \right] = \frac{C}{\sqrt{1 - \alpha_{Au}\beta^4}}$$

Para $L/d = 0,5$ (1.2)

Donde

- * L: Longitud de la tobera
- * d: diámetro del orificio o garganta de la tobera.
- * Re_d es el Número de Reynolds basado en el diámetro de salida, el cual puede ser estimado por medio de:

$$Re_d = 0,95\epsilon d \frac{\sqrt{2\rho_u \Delta p}}{(17,1 + 0,048T_u)} \times 10^6$$

(1.3)

- * α_{Au} es el coeficiente de la energía cinética aguas arriba de la tobera, igual a 1,043 para una tobera dentro del conducto y 1 para una tobera o varias toberas en la cámara de ensayo.
- * $\beta = d/D$ (el cual puede ser tomado como 0 para una cámara) ($\beta < 0,525$ para toberas dentro del ducto);

* C es el coeficiente de descarga de la Tobera.

* ϵ : Factor de expansibilidad. Se calcula con la siguiente expresión o del anexo 2.

$$\epsilon = \left[\frac{\kappa r_d^{2/\kappa} \left(1 - r_d^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} \right)}{(\kappa-1)(1-r_d)} \right]^{0,5} \left[\frac{1-\beta^4}{1-r_d^{2/\kappa}\beta^4} \right]^{0,5} \quad (1.3a)$$

Donde

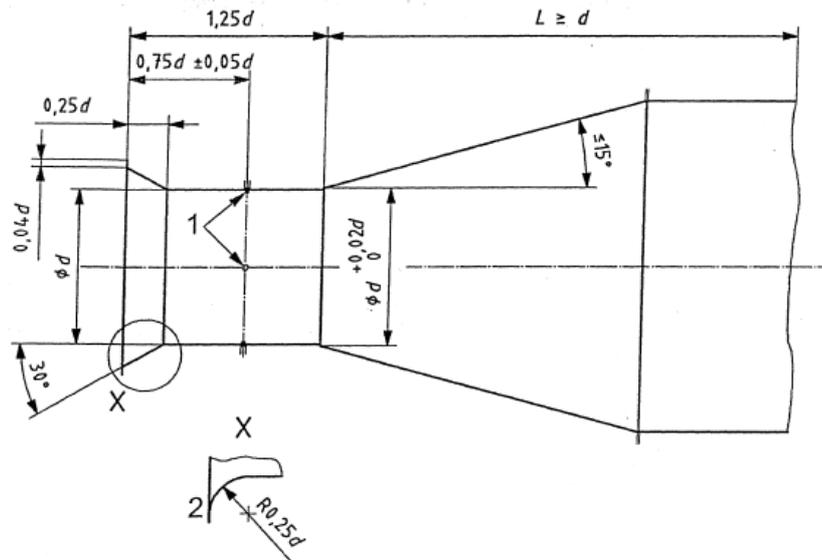
$$r_d = \frac{p_u - \Delta p}{p_u} = 1 - \frac{\Delta p}{p_u} \quad (1.3b)$$

b) Entrada cónica o boca acampanada en la entrada

La entrada cónica o boca acampanada solo se utilizara cuando se trabaje en un espacio abierto (libre).

b.1) Forma geométrica.

Las dimensiones y tolerancias de la entrada cónica o boca acampanada se indican en la figura 1.6. El perfil debe ser axialmente simétrico, las uniones entre el cono y el ducto, y entre el cono y la garganta cilíndrica, tienen cada uno un borde liso, libre de salientes y rebabas. El eje de la entrada y el del conducto de aire deben de coincidir.



Nota: 1: Cuatro boquillas para toma de presión

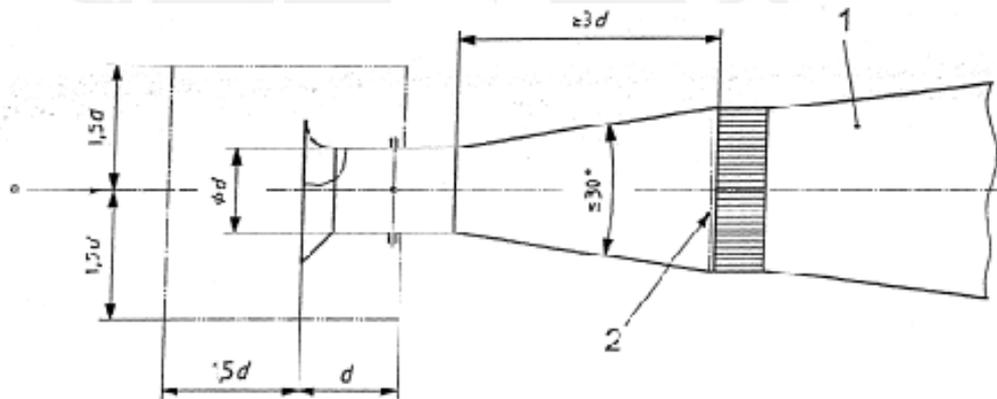
a : Alternativa de Entrada acampanada

Fig.1.6. Geometría de entrada cónica o boca acampanada. [26]

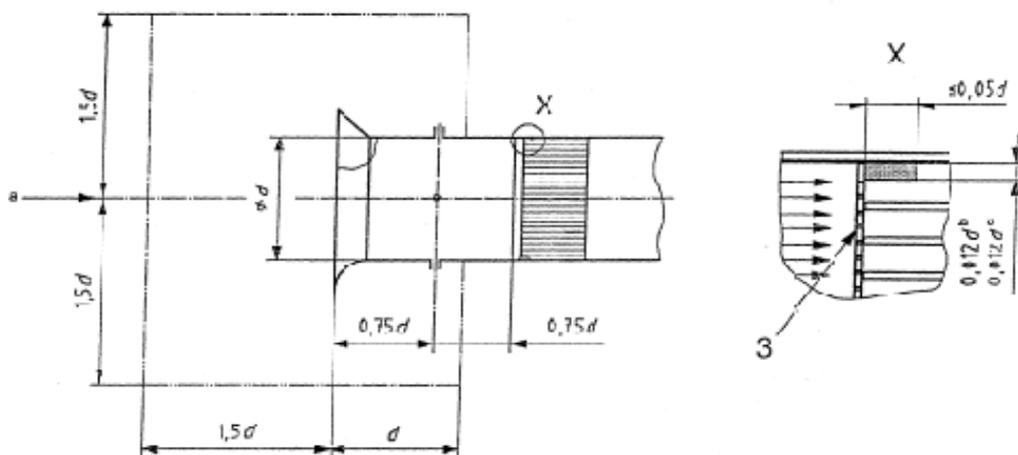
- El diámetro, d , de la garganta, se toma como la media aritmética de cuatro mediciones, con una precisión de $0,001d$, en forma angularmente espaciadas aproximadamente 45° con respecto al plano de las tomas de presión de la garganta.
- La diferencia de presión a través de un flujómetro en línea, deberá ser medido con una incertidumbre no mayor a $\pm 1,4\%$ del valor observado.
- Las tomas de presión deben ser conforme a los requerimientos del inciso 1.5.2.

b.2.) Pantalla (Filtro) de carga

Pantalla de Carga ajustable de acuerdo a la figura 1.7, es admisible cuando se usa entrada cónica o acampanada, pero la incertidumbre del coeficiente de flujo α aumenta. Pantallas, dispositivos contra la turbulencia y sus soportes pueden ser instalados en los puntos de conexión, pero no deberían interferir en la garganta de la tobera.



a) Entrada cónica o acampanada



b) Entrada cónica o acampanada con pantalla de carga ajustable
Fig. 1.7. Disposición a la zona de entrada.[27]

b.3) Zona de entrada

Dentro de la zona de entrada definida en la *Figura 1.7*, no habrá ningún obstáculo externo para la libre circulación del aire, y la velocidad de las corrientes transversales no debe superar el 5% de la velocidad de la garganta de la tobera.

b.4) Funcionamiento de entrada Cónica

Se puede utilizar una entrada cónica o boca acampanada fabricados de conformidad con los requisitos anteriores, para calibrar las relaciones de Presión $r_d > 0.96$ [28] ($r_d =$ Presión total promedio aguas debajo de un flujómetro en línea / Presión total promedio aguas arriba de un flujómetro en línea), es decir $\Delta p < 4000$ Pa.

El coeficiente compuesto $\alpha \varepsilon$ depende del Número de Reynolds, Red . La entrada cónica o boca acampanada no debe ser usada cuando $Red < 20\ 000$. El flujo másico es dado por la expresión general [29]

$$q_m = \alpha \varepsilon \pi \frac{d^2}{4} \sqrt{2 \rho_u \Delta p} \quad (1.4)$$

Donde

$q_m =$ Flujo másico (kg/s)

$d =$ diámetro de la garganta (m).

$\Delta p =$ Diferencia de presión (Pa)

$\alpha =$ Coeficiente de flujo.

$\varepsilon =$ Factor de compresibilidad.

$\rho_u =$ es la densidad aguas arriba (kg/m^3).

$$\frac{p_u}{R_w \theta_u} \quad (1.4a)$$

Normalmente, la θ_u debería ser la temperatura del fluido aguas arriba del caudalímetro.

Cuando el flujometro se encuentra a la entrada del ventilador, se toma

$$\theta_u = \theta_{sgu} - \frac{q_m^2}{2A_u^2 \rho_u^2 C_p} + \frac{P_{rx} \text{ or } P_{ex}}{q_m C_p} \quad (1.4b)$$

b.5) Funcionamiento de entrada de boca acampanada

Puede ser usado una entrada de boca acampanada fabricados de conformidad a los requisitos del ítem b.4 para calibrar las relaciones de presión $r_d > 0.96$, es decir $\Delta p <$

4000 Pa. Para entradas de boca acampanada, el coeficiente compuesto $\alpha\epsilon$ es igual a 1. El flujo másico es dado por la siguiente ecuación [30]:

$$q_m = \pi \frac{d^2}{4} \sqrt{2\rho_u \Delta p} \quad (1.5)$$

Donde ρ_u es la densidad aguas arriba

c) Placa orificio.

c.1) Instalación

Se puede utilizar el diseño común de una placa orificio para ensayos en conductos estandarizados; a la entrada del ducto de ensayo (orificio de entrada), a la salida (orificio de salida) o entre ductos ya sea aguas arriba o aguas abajo de mismos diámetros. Los conductos se ajustaran de acuerdo al método de pruebas pertinentes.

c.2) Placa orificio

La placa orificio y la toma de presión deberán ajustarse a las dimensiones indicadas en las Figuras 1.8 y 1.9, de acuerdo a las necesidades de esta cláusula.

Son disponibles dos tipos de tomas, estas son el anillo piezometrico, generalmente es el mas conveniente para ductos pequeños; y las tomas de pared (boquillas) para tamaños grandes, aunque ninguno es de uso exclusivo.

La placa orificio deberá ser construida de un material el cual no se corroa en el servicio, y debe ser protegido de daños cuando se manipule o se limpie. Es particularmente importante que los bordes del orificio no presenten rebabas o redondeos, o presenten otros daños que se aprecien a simple vista. El borde aguas arriba del orificio deberá ser plano y no reflejar brillo (luz). Cualquier radio del borde no debe superar los $0.0004d$. Estas condiciones pueden ser reunidas mediante un buen mecanizado de la placa orificio, buen taladrado del orificio, y luego terminar aguas arriba de la cara con un corte radial muy fino del centro hacia afuera.

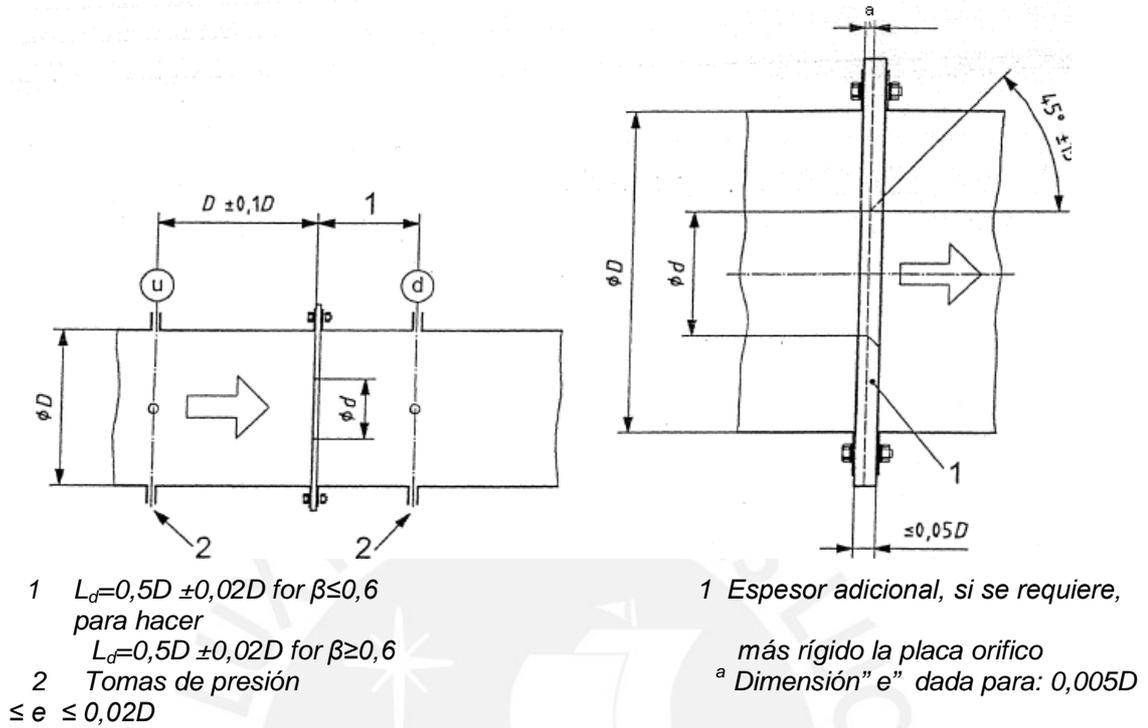


Fig.1.8. Detalles de Placa Orificio entre tomas a D y 0.5D [31]

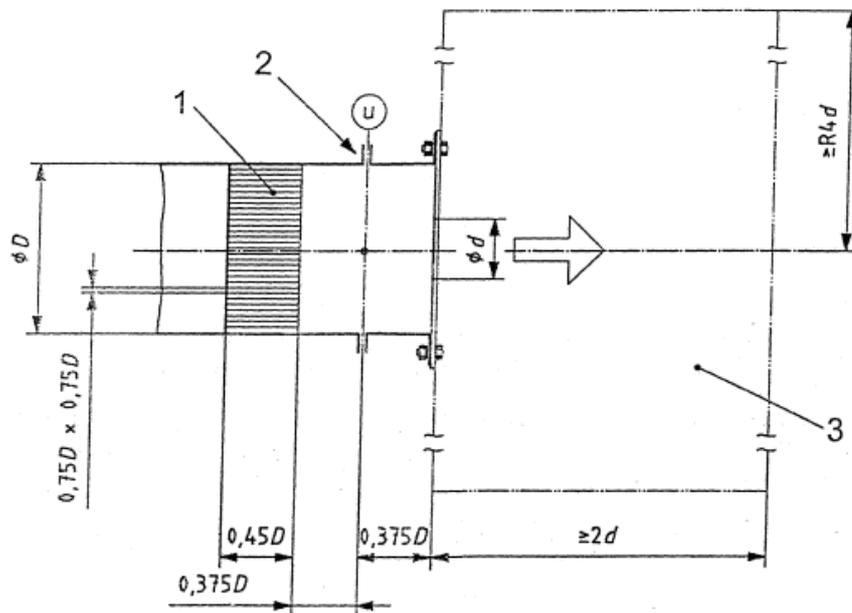


Fig.1.9 Montaje de Placa Orificio.[32]

c.3) Ductos y Tomas de Presión.

Para placas orificio dentro de los ductos, el diámetro del ducto aguas arriba D será determinado, con una aproximación de $0,003D$, como un promedio de 12 medidas alrededor de 45° en tres secciones transversales igualmente distribuidos entre las

tomas aguas arriba y la sección de 0.5D aguas arriba. Es suficiente que el lado del conducto aguas abajo sea normalmente cilíndrico y de diámetro $D \pm 0,03D$ [33].

Las tomas de pared (boquillas) serán 4 en total, de acuerdo a la cláusula 1.3.1.2.b, y ubicados según se muestra en las figuras 1.8 y 1.9. El eje de cada toma debe cortar al eje del conducto en ángulo recto.

Las dimensiones de los agujeros de las boquillas serán conforme a las dimensiones mostradas en la figura 1.4.

c.4) Calculo del Flujo Másico

El flujo másico se obtiene de la siguiente ecuación. [34]

$$q_m = \alpha \varepsilon \pi \frac{d^2}{4} \sqrt{2\rho_u \Delta p} \quad (1.6)$$

Las definiciones y limitaciones de las cantidades en el lado derecho de la relación (1.6) difieren ligeramente de acuerdo a la ubicación de la instalación del orificio adoptado, y son por tanto consideradas separadas para cada caso. [35]

- El diámetro del ducto, D , no debe ser menor que 50mm y no mayor a 1000 mm para tomas entre D y $D/2$.
- El diámetro del orificio, d , no será menor a 12,5 mm
- El coeficiente del flujo, α , depende de la relación del diámetro del orificio $\beta = d/D$ y del Numero de Reynolds Re_D . Los rangos de β y Re_D son limitados para cada instalación. En algunos casos, los límites de Re_D se expresan en términos de limitar las presiones y velocidades de aire estándar por simplicidad.

d) Tubo transversal de Pitot para determinación del caudal

d.1) General

Para ensayos en conductos de aire estandarizados, el uso de tubos de Pitot-estáticos transversales, solo son reconocidos en conductos cilíndricos. La ubicación de los planos de recorrido serán mostrados en la figura 1.10. El fluido empleado es normalmente el aire atmosférico.

Las medidas pueden ser tomadas y corregidas de acuerdo con la norma internacional ISO 3966 donde es posible medir velocidades sin corregir en puntos específicos. Se promediarán los resultados y se aplicará un factor de corrección α como función del

número de Reynolds para determinar la velocidad promedio en la sección con una incertidumbre de $\pm 2\%$. Considerando aire atmosférico y con unidades SI. [36]

Re_{Dx}	3×10^4	10^5	3×10^5	10^6	3×10^6
α	0,986	0,988	0,990	0,991	0,992

d.2) Tubo de Pitot

El instrumento será acorde a los requerimientos de la norma ISO 3966. El diámetro exterior del tubo, d , no debe exceder $D/48$, donde D es el diámetro del conducto de ensayo. El diámetro del agujero de la presión de estancamiento no será menor a 1mm.

d.3) Límites de la Velocidad del Aire.

El número de Mach del flujo que pasa por el tubo no debe exceder 0.25 (85 m/s).

El número de Reynolds referido al diámetro de la toma de la presión de estancamiento d_i , en metros, debe ser mayor a 200. Esto significa que, para los ensayos con aire atmosférico, la velocidad, en metros por segundo, no debe ser menor a $v = 3/ d_i$.

d.4) Ubicación de los Puntos de Medición.

El orificio de la presión de estancamiento del tubo de Pitot estará ubicado sucesivamente a no menos de 24 puntos de medición espaciados a lo largo de 3 diámetros simétricamente dispuestos en el conducto de aire, como se muestra en la figura 1.10.

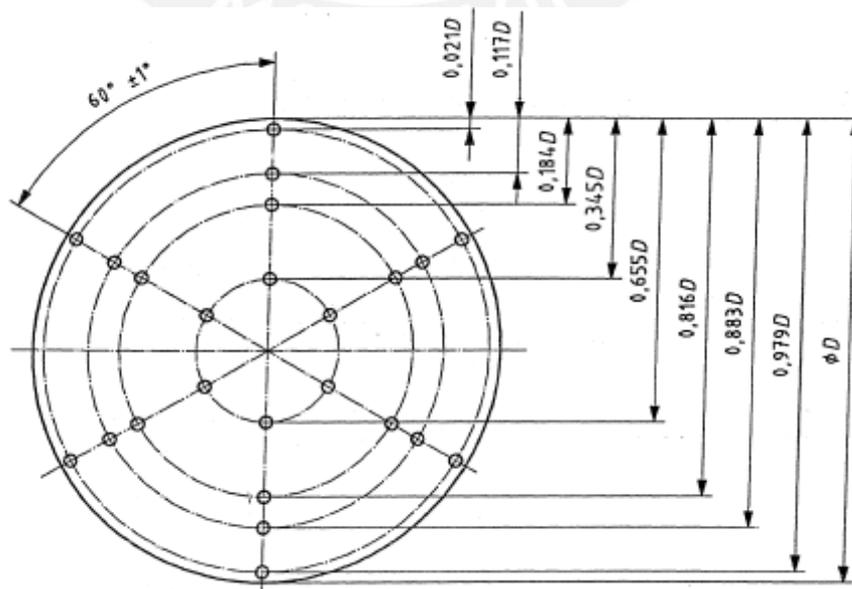


Fig.1.10 Posiciones para medidas transversales en conductos estandarizados.[37]

d.5) Determinación del Flujo

Se medirá la presión diferencial, Δp_j , para cada punto de medición, a través del tubo de Pitot. La diferencia de presión media en la sección, Δp_m , es el cuadrado del promedio de las raíces cuadradas de los “n” presiones diferenciales individuales, Δp_j , dada por la ecuación:[38]

$$\Delta p_m = \left[\frac{1}{n} \sum_{j=1}^n \Delta p_j^{0.5} \right]^2$$

$$\Delta p_m = \left[\frac{1}{n} (\sqrt{\Delta p_1} + \sqrt{\Delta p_2} + \dots + \sqrt{\Delta p_n}) \right]^2 \quad (1.7)$$

La densidad media del aire, ρ_x , en la sección de medición de flujo, x, será determinada del promedio de la presión estática

$$p_{ex} = \frac{1}{n} (p_{ex1} + p_{ex2} + \dots + p_{exn})$$

$$p_x = p_{ex} + p_a \quad (1.8)$$

Y la temperatura estática, Θ_x , es dada por la siguiente ecuación:

$$\Theta_x = \Theta_{sgx} \left[\frac{p_x}{p_x + \Delta p_m} \right]^{\frac{\kappa-1}{\kappa}}$$

$$\rho_x = \frac{p_x}{R_w \Theta_x} \quad (1.9)$$

El flujo másico, q_m , es dado por

$$q_m = \alpha \varepsilon \pi \frac{D_x^2}{4} \sqrt{2 \rho_x \Delta p_m} \quad (1.10)$$

Donde

$$\varepsilon = \left[1 - \frac{1}{2\kappa} \frac{\Delta p_m}{p_x} + \frac{\kappa+1}{6\kappa^2} \left(\frac{\Delta p_m}{p_x} \right)^2 \right]^{0.5} \quad (1.11)$$

Es el factor de expansibilidad y α es el factor de corrección o coeficiente de flujo.

1.5.5 Categorías de Instalación

Se han definido cuatro categorías de instalación para ensayos, que pueden ser usados para los ventiladores:

- Categoría A: Ingreso y Salida libre;
- Categoría B: Ingreso Libre y conducto a la salida.
- Categoría C: Conducto a la entrada y salida Libre.
- Categoría D: Conducto a la Entrada y Salida.

La instalación del ensayo deberá reproducirse en estas condiciones de trabajo lo más cercano sea posible.

a) Categoría A: Entrada y salida Libre:

Para calificar dentro de esta categoría de instalación, el ventilador debe ser probado sin ningún dispositivo auxiliar añadido para las pruebas, por ejemplo sin campana a la entrada o conducto a la salida, pero los dispositivos auxiliares suministrados con el ventilador, por ejemplo, rejilla de protección, la campana de entrada, etc., deberán estar montadas para su correcto funcionamiento.

b) Categoría B: Entrada Libre y Conducto a la salida:

Para calificar dentro de esta categoría de instalación, se usará un conducto a la salida con direccionador de flujo, el conducto puede ser de tamaño corto cuando no haya turbulencia a la salida del ventilador. El ventilador será probado sin ningún dispositivo adicional añadido a la entrada del ventilador, excepto aquellos suministrados con el ventilador.

Normalmente, la presión a la salida es medida en el conducto de salida después del dispositivo contra la turbulencia. El ducto y el dispositivo forman un segmento común a la salida del ventilador. Cuando se utiliza una cámara a la salida, y cuando no hay flujo turbulento a la salida, en particular para ventiladores centrífugos, un ducto corto puede ser usado entre el ventilador y la cámara.

c) Categoría C: Conducto a la Entrada y Salida Libre:

Para calificar dentro de esta categoría de instalación, debe ser usado una simulación de un conducto a la entrada y sin conducto a la salida o dispositivo auxiliar, excepto

aquellos suministrados con el ventilador. Cuando la presión medida es a la entrada el conducto, se utiliza un segmento común en la entrada del ventilador.

Se puede usar una cámara de ensayo, si el lado de la salida del ventilador es conectado a un ducto corto, este influencia considerablemente su rendimiento, aun si el ducto es muy pequeño, por ejemplo 0,5D, porque prácticamente casi todo la resistencia del flujo está en el lado de la entrada. La longitud del ducto empleado durante el ensayo debe ser mencionado en el reporte del ensayo.

d) Categoría D: Conducto a la Entrada y Conducto a la Salida:

Para calificar dentro de esta categoría de instalación, se puede simular un conducto a la entrada y un conducto a la salida. Normalmente los conductos de entrada y salida será del tipo segmento común, como se especifica en 1.5.7.a.1 y 1.5.7.a.2

Para grandes ventiladores (800 mm de diámetro a más), puede ser difícil de llevarse a cabo pruebas normalizadas aun incluyendo a la salida un direccionador de flujo. En este caso, por mutuo acuerdo entre las partes interesadas, el rendimiento del ventilador puede determinarse simulando un ducto a la entrada como en la salida, con una longitud de 2D en el lado de la salida.

Los resultados obtenidos de esta forma pueden diferir en cierta medida a los obtenidos mediante el uso de conductos de aire tanto a la salida como a la entrada, especialmente si el ventilador produce grandes turbulencias. Esto aun es tema de investigación para determinar que método da los valores más representativos. En este caso, la presión estática a la salida no se mide en el conducto de salida pero es considerada igual a la presión atmosférica.

1.5.6 Enderezadores (Alisadores) de Flujo

La energía de turbulencia en la salida del ventilador solo puede ser recuperada parcialmente con un conducto uniforme recto, y solo a distancias muy largas ($> 100D$). En presencia de turbulencia, la simple medición de la presión o flujo de volumen es casi imposible, y por tanto no debe ser considerado; un efectivo direccionador de flujo puede lograr esto.

a.) Tipos de Enderezadores

Hay 2 diseños que pueden ser utilizados. Los detalles son dados a continuación.

a.1) Celda Enderezadora AMCA [39]

La celda enderezadora AMCA sólo se utiliza para prevenir el crecimiento de la turbulencia de un flujo normalmente axial. Esto no mejora la distribución asimétrica de la velocidad. El dispositivo, que se muestra en la figura 1.11 se compone de un nido de celdas iguales de sección transversal cuadrada. Tiene una pérdida de presión muy baja y es típicamente usada en cualquiera de los lados auxiliares de un ventilador donde es necesario para vencer la resistencia del conducto de aire cuando se requiere una característica completa.

Este dispositivo contra la turbulencia tiene igual sección transversal (hexagonal, cuadrada, etc.) cada uno con un ancho w y longitud L , el espesor de las aletas e no debe exceder $0,005 D_4$.

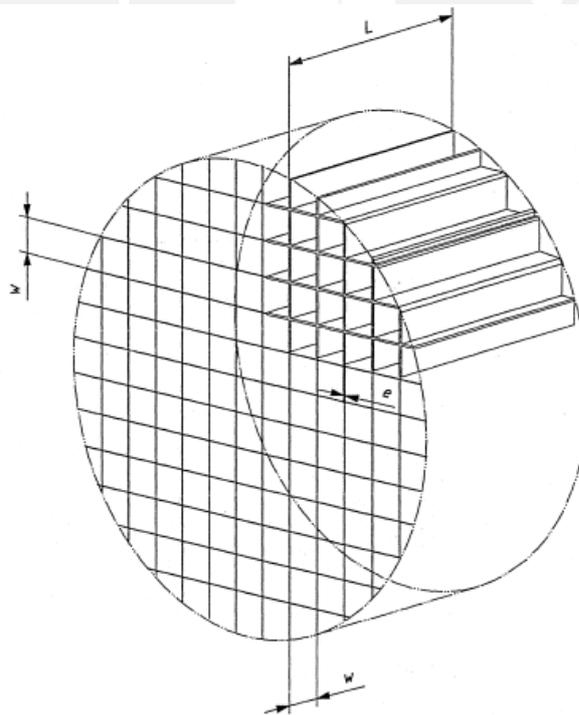


Fig.1.11 Enderezador de Flujo Tipo Celda.[40]

Para un conducto de celdas enderezadoras (figura 1.11).

$$W = 0,075 D_4 \text{ entre ejes}$$

$$L = 0,45 D_4$$

$$e \leq 0,005 D_4$$

Todas las dimensiones estarán dentro de $\pm 0,005$ excepto e

a.2) Enderezador Estrella

El enderezador estrella es también diseñado para eliminar la turbulencia, es de utilidad en la estabilización de la distribución asimétrica de la velocidad. Las ocho placas radiales deben ser de un espesor adecuado para proporcionar la suficiente resistencia, pero no debe exceder de $0.007 D_4$ por razones de pérdida de presión. Este enderezador tiene una caída de presión similar al enderezador del tipo de celdas, pero es más fácil de fabricar. Más importante aún, y a diferencia del tipo de celdas, permite a la presión estática estabilizarla radialmente como flujos de aire a través de ella, haciendo el tipo preferido de enderezadores de flujo.

El enderezador de estrella, como se muestra en la Figura 1.12, es construido de ocho aletas radiales de longitud de $2D_4$ (con una tolerancia de $\pm 1\%$) y de un espesor no mayor a $0.007 D_4$. Las aletas serán dispuestas de forma equidistante a la circunferencia con una desviación angular no mayor de 5° entre las placas adyacentes.

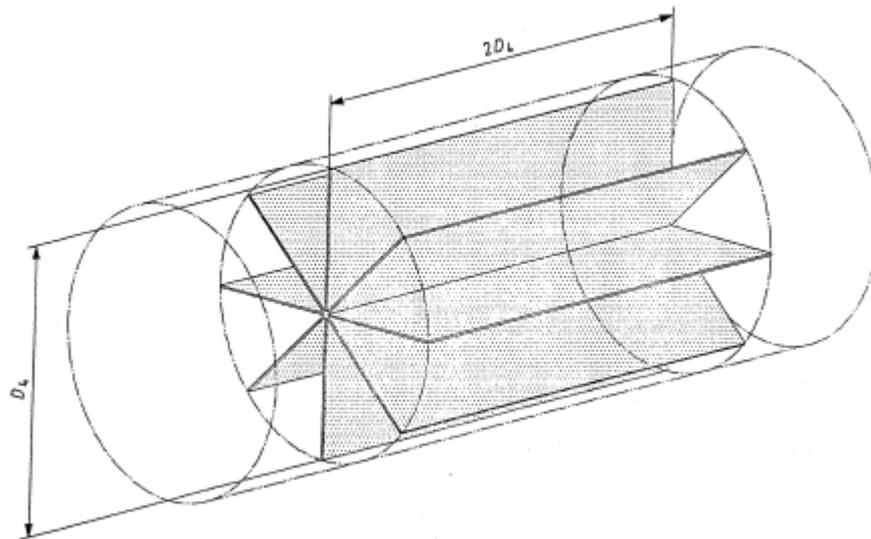


Fig.1.12 Enderezador de Flujo Tipo Estrella.[41]

b.) Reglas para el uso de Enderezadores

Para ventiladores donde los remolinos de salida son grandes, se usará siempre un enderezador de flujo en el lado de la descarga para los ensayos. Para ventiladores donde el remolino de salida es bajo, como en el caso de ventiladores centrífugos, flujo cruzado o vane axial, es posible usar un ducto simplificado a la salida sin enderezador cuando se descarga a la atmósfera o a una cámara de medición.

1.5.7 Segmentos comunes para instalaciones en ductos de ensayo

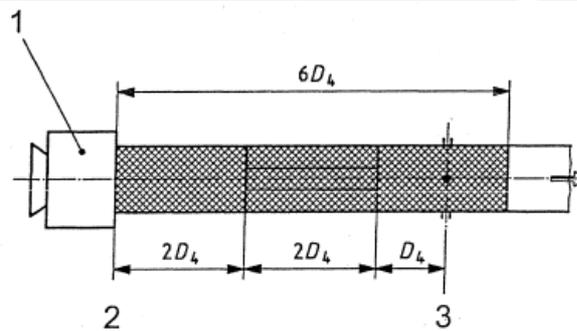
a) Segmentos Comunes:

Los conductos estandarizados para las instalaciones de ductos de ventilador de las categorías B, C o D incorpora segmentos comunes adyacentes a la entrada y/o salida del ventilador, los cuales se describen en esta cláusula.

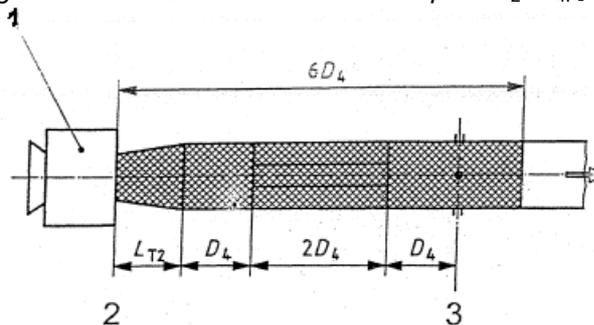
Las medidas de presión son hechas en los extremos exteriores de estos segmentos comunes y las variaciones geométricas son estrictamente limitadas de modo que las presiones determinadas, serán consistentes de una categoría de instalación a otra.

a.1) Segmentos comunes a la Salida del Ventilador.

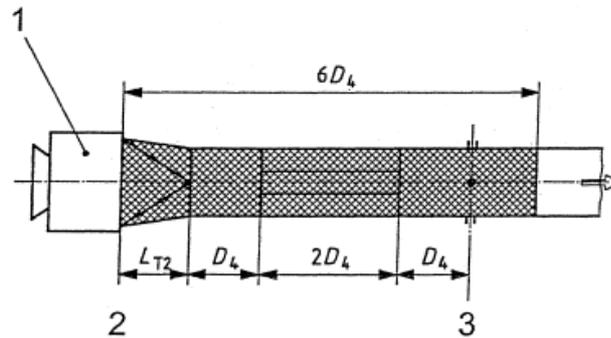
Esto comprende la sección de un conducto de ensayo adyacente a la salida del ventilador. Incorpora un enderezador de flujo estandarizado en la sección central del cilindro, de acuerdo con 1.5.6.a2 y como se muestra en la figura 1.13; junto con un juego de tomas de pared de acuerdo a la cláusula 1.5.2. Una sección de transición puede ser usada para acomodar una diferencia de área y/o forma dentro de los límites indicados.



1) Ventilador del ensayo, 2) Salida del ventilador, 3) Sección de medidas de presión
Fig.1.13. Salida Circular del Ventilador para $D_2=D_4$. [42]



1) Ventilador del ensayo, 2) Salida del ventilador, 3) Sección de medidas de presión
Fig.1.14 Salida Circular del Ventilador para $D_2 \neq D_4$ [43]



1) Ventilador del ensayo, 2) Salida del ventilador, 3) Sección de medidas de presión
Fig.1.15 Salida Rectangular del Ventilador donde $b < h$ [44]

- Para salida Circular del Ventilador cuando $D_4 = D_2$ (ver figura 1.13)
- Para Salida Circular cuando $D_4 \neq D_2$ (ver figura 1.14)

$$0,95 < (D_4/D_2)^2 < 1,07$$

$$L_{T2} = D_4$$

Nota: La sección de transición es cónica o acampanada, y el coeficiente de pérdida de fricción es la de un conducto de diámetro D_4 y longitud D_4 .

- Para una sección rectangular a la Salida, bh , donde $b < h$ (ver figura 1.15)

$$0,95 < \pi D_4^2/4b < 1,07$$

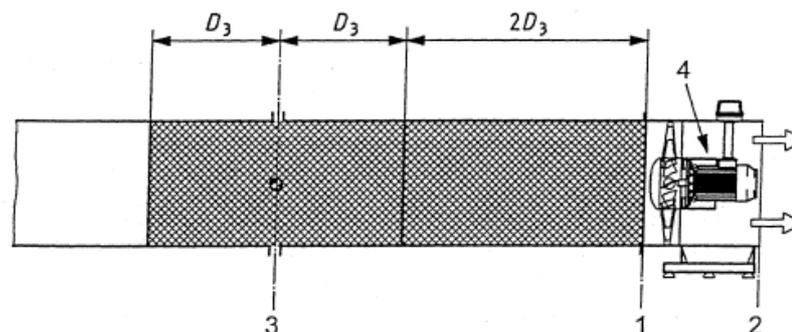
$$L_{T2} = 1,0 D_4 \text{ cuando } b < 4h/3$$

$$L_{T2} = 0,75 (b/h) D_4 \text{ cuando } b \geq 4h/3$$

La sección de transición esta formada de una sola plancha.

a.2) Segmentos comunes a la Entrada del Ventilador.

Esto comprende la sección a la entrada de un conducto de ensayo adyacente al ventilador e incorpora un juego de tomas de paredes de acuerdo 1.5.2 que se muestra en la figura 1.16.

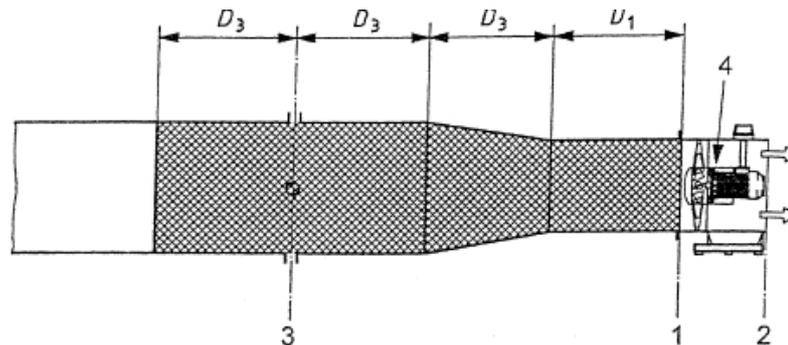


1) Entrada del ventilador de ensayo, 2) Salida del ventilador, 3) Sección de medición de presión, 4) Ventilador de ensayo

Fig.1.16. Entrada Circular del Ventilador $D_3 = D_1$. [45]

Una sección de transición puede ser usada para acomodar una diferencia de área y/o forma dentro de los límites indicados.

- Una entrada circular en el ventilador cuando $D_3 = D_1$ (Ver figura 1.16)
- Entrada Circular donde $0,975 D_1 < D_3 < 1,5 D_1$ (ver figura 1.17).



- 1) Entrada del ventilador de ensayo, 2) Salida del ventilador, 3) Sección de medición de presión, 4) Ventilador de ensayo

Fig.1.17 Entrada Circular $0,975D_1 < D_3 < 1,5D_1$. [46]

a.3) Simulación de conductos a la Salida

Un ventilador ensayado para usos con salida libre pero adaptable a ductos de salida puede ser convertido para ensayos del primero al segundo fijando una sección de simulación de conducto de salida a su salida.

La sección de salida toma la forma del segmento común definido en a.1 de esta cláusula (segmento común a la salida), según sea el caso. La salida del segmento común es dejado abierto a la atmosfera, y la presión es medida en las tomas de pared (boquillas).

En algunos casos, puede ser difícil llevar a cabo los ensayos con conducto comunes estandarizados a la salida, incluyendo enderezadores de flujo. En estos casos, por mutuo acuerdo entre las partes interesadas, el rendimiento del ventilador puede ser medido con un conducto de $2D_h$ en el lado de la salida.

a.4) Simulación de conductos a la Entrada

Un ventilador ensayado con entrada libre pero adaptable a ductos de entrada puede ser convertido para ensayos del primero al segundo fijando una sección de simulación de conducto de entrada a su entrada.

- Ventilador de Entrada circular.

La sección de simulación debe ser un conducto circular del mismo diámetro como la entrada del ventilador para el cual es adherido. (Una entrada acampanada puede ser montada).

Una longitud de entrada igual a $D1$ es la relación normal y proporciona una verdadera característica del conducto de entrada del ventilador para cualquier ventilador sobre el rango de servicio de trabajo normal. En algunos casos, sin embargo, un conducto largo es necesario para permitir al ventilador desarrollar su máxima presión de entrada. Si en tales casos, la curva característica completa del ventilador es requerida, se permitirá ampliar este elemento según sea necesario, o utilizar el segmento común ($D3 = D1$, ver figura 1.16) con una entrada acampanada en su extremo de entrada.

- Ventilador de Entrada Rectangular.

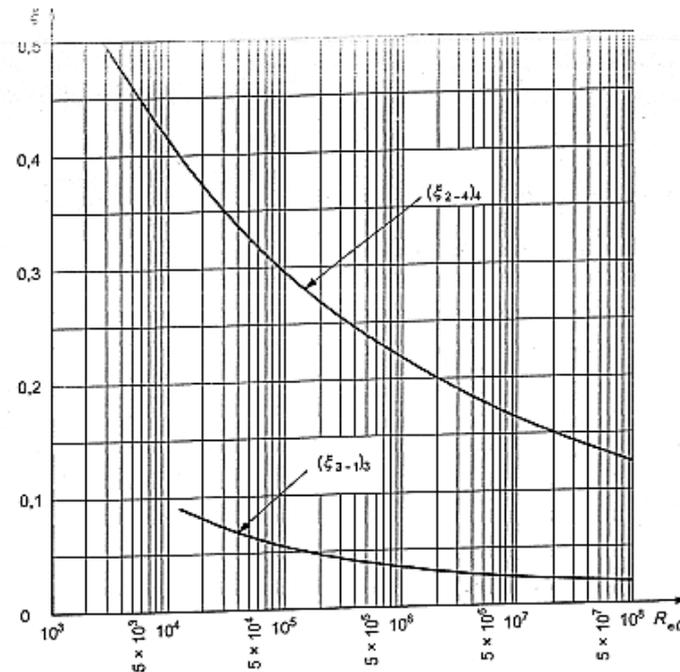
La sección de simulación debe tener la misma sección transversal rectangular, bh , como la entrada del ventilador al que se adjunta, y su longitud, L_{s1} , dada por la siguiente ecuación [47]:

$$L_{s1} = \sqrt{\frac{4bh}{\pi}} \quad (1.12)$$

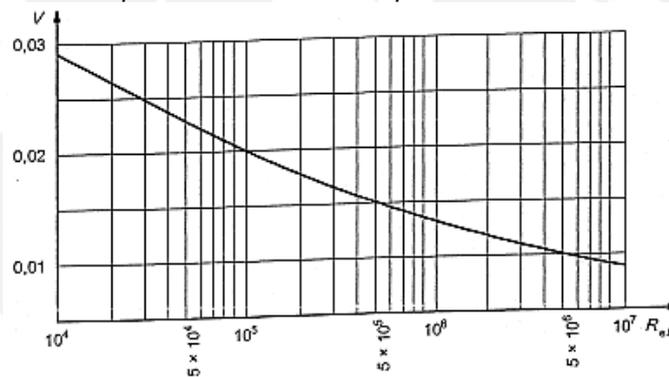
a.5) Pérdidas tolerables para conductos estandarizados

Las tolerancias de fricción en conductos de aire estandarizados dependen del número de Reynolds, Re_D , del flujo en los conductos de ensayo, y se basan completamente en el desarrollo de flujos en conductos lisos, independientemente del modelo de flujo producido por el ventilador.

Los factores de tolerancia de fricción son mostrados en la figura 1.18. Las tolerancias son calculadas para segmentos comunes descritos dentro de este inciso en los ítems a.1 y a.2, entre la salida o entrada del ventilador y el plano de medida de presión. Las mismas tolerancias deberían ser hechas cuando son incorporadas la sección de transición y cuando es usada una sección de simulación de entrada de ducto como se describo en el ítem a.4 (en cuyo caso se cubrirá la pérdida de entrada en la boca acampanada)



a) Coeficiente de pérdidas convencional para conductos estandarizados



b) Coeficiente de Pérdida de conductos

$(\xi_{x-y})_y$: Coeficiente de pérdidas entre plano x-y calculado para la sección y Tomada de la Norma ISO 5810.

Fig.1.18. Coeficientes de Pérdidas (ξ) . [48]

1.6 Desarrollo de la Norma AMCA 210-85: “Laboratory Methods of Testing Fans for Aerodynamic Performance Rating “

AMCA es una organización independiente en Estados Unidos que opera a nivel mundial y que está creando estándares para todos los productos relacionados con el movimiento del aire. AMCA es una certificación plenamente aceptada como símbolo de calidad para productos de tecnología de aire, principalmente en los mercados de Norte América y Asia y cada vez más en los mercados europeos. AMCA International, Inc. es una organización sin fines de lucro. Es una asociación internacional de fabricantes del mundo de equipos relacionados con el sistema de aire, con carácter

principal; pero no limitado a: ventiladores, persianas, compuertas, cortinas de aire, flujo de aire en las estaciones de medición, atenuadores acústicos, aire y otros componentes del sistema para los sectores industrial, comercial y residencial de los mercados.

La Norma AMCA 210-85, Métodos de Laboratorio para Prueba de Ventiladores para rendimiento aerodinámico, establece métodos uniformes para la realización de pruebas de laboratorio de ventiladores y otros dispositivos móviles a fin de determinar el rendimiento aerodinámico para fines de clasificación o la garantía en términos de tasa de flujo de aire, presión, energía, densidad del aire, la velocidad de rotación, y la eficiencia.

Una de las pautas que da la norma es que el fluido de trabajo para los ensayos estandarizados en conductos de ventilación debe ser aire atmosférico, y la presión y la temperatura deben estar dentro del rango normal de la atmósfera.



Fig. 1.19. Medición del caudal de aire con arreglo a la norma AMCA 210-85. [49]

Se encuentran similitudes en cuanto a la Norma ISO 5810 descrita anteriormente, es por ello que se presentara información adicional que brinda la norma AMCA 210-85 para desarrollar el proyecto de tesis

a) Presión del ventilador

La presión del ventilador "por acuerdo internacional", se define como la diferencia entre la presión de estancamiento a la salida del ventilador y la presión de estancamiento a la entrada del ventilador.

b) Leyes sobre similitud del ventilador

Dos ventiladores que tienen condiciones de flujo similares, tendrá similares características de rendimiento. El grado de similitud de las características de funcionamiento dependerá del grado de similitud entre ambos ventiladores y del flujo a través de ellos.

Los resultados de las pruebas sólo pueden ser comparados directamente con los valores garantizados si durante las pruebas, las mediciones del rendimiento de los ventiladores se toman en las condiciones especificadas.

En la mayoría de las pruebas de ventiladores, no es posible reproducir exactamente y mantener el funcionamiento y/o las condiciones de conducción en la prueba de conductos de aire, tal como se especifica en las condiciones de funcionamiento.

Sólo la conversión de los resultados de estas condiciones de funcionamiento se puede comparar con los valores especificados.

c) Curvas características del ventilador

Se refiere a la representación gráfica de los resultados de la prueba en un ventilador.

Las graficas representan el cumplimiento de una serie de ventiladores a través de un rango de velocidad y tamaño por medio de coeficientes adimensionales. La curva característica de un ventilador, es la representación gráfica, en unos ejes de coordenadas de todos los valores resultantes de los ensayos. Esta curva representará la totalidad de posibles puntos de trabajo del ventilador.

d) Los métodos de trazado

Para trazar la Curva Característica de un ventilador, se debe llevar a cabo un procedimiento que brinde los datos necesarios. Para poder disponer de los distintos caudales que puede manejar un ventilador según sea la pérdida de carga del sistema contra el cual esté trabajando, se ensaya el aparato variándole la carga desde el caudal máximo al caudal cero. Todos los pares de valores obtenidos caudal-presión se llevan a unos ejes coordenados, obteniéndose la Curva Característica.

Según sea el ventilador, tipo y tamaño, existe una zona de su curva característica en la que es recomendable su uso. Fuera de ella pueden producirse fenómenos que hacen aumentar desproporcionadamente el consumo disminuyendo el rendimiento, provocando un aumento intolerable del ruido e incluso produciendo flujos intermitentes de aire en sentido inverso.

d.1) Curvas Característica a velocidad estable.

Las curvas Característica a velocidad estable pueden ser usadas si así se desean para una unidad consistente del ventilador y de sus medios de conducción. Los

medios de conducción deben ser operados bajo las condiciones fijadas y establecidas, por ejemplo, en la tensión y frecuencia nominal de un motor eléctrico. La velocidad de rotación también debe ser indicada en la curva característica del rendimiento del ventilador versus el ingreso de caudal.

d.2) Curva características de ventilador para trabajo variable

Las Curvas características de ventilador para trabajo variable son requeridas para ventiladores que tengan los medios para alterar su rendimiento, tales como alabes de paso variable o ingreso variable de álabes guías. Una familia de curvas características de velocidad constante para una densidad de entrada de $1,2 \text{ kg/m}^3$ [50] es recomendada, seleccionados en pasos adecuadas de una completa gama de caudal.

d.3) Curva característica completa del ventilador

Una curva característica completa del ventilador se extiende desde la presión estática cero a la entrada del caudal. Sólo una parte de esta curva se utiliza normalmente; sin embargo se recomienda que el proveedor deba indicar el rango de caudal al ingreso para que el ventilador sea apto. La grafica de la curva característica puede ser limitada a este rango de funcionamiento normal. Operando fuera del rango normal de ingreso de caudal, la incertidumbre de la medición es susceptible de aumentar y puede desarrollar patrones de flujo insatisfactorio a la entrada o salida.

d.4) Ensayo para un determinado rango de trabajo.

Los ensayos para un determinado rango de trabajo debe incluir al menos tres puntos de prueba para la determinación de una breve parte de la curva característica del ventilador, incluyendo el caudal específico al ingreso y especificando la presión de estancamiento o estática. El punto de operación real de un ventilador debería ser la intersección de la curva característica del ventilador y la curva del sistema de resistencia.

e) Punto de trabajo de un ventilador.

Para conocer el punto en que trabajará un ventilador, una vez determinada la pérdida de carga que debe vencer el mismo, no hay más que, sobre el eje de ordenadas, señalar la pérdida de carga en mm.c.d.a. (milímetros de columna de agua).

Si se dispone de la característica resistente del sistema, se puede encontrar de forma

fácil el punto de trabajo de un ventilador acoplado al mismo, al superponer las curvas características del ventilador y resistente del conducto según se indica en la Fig. 1.20.

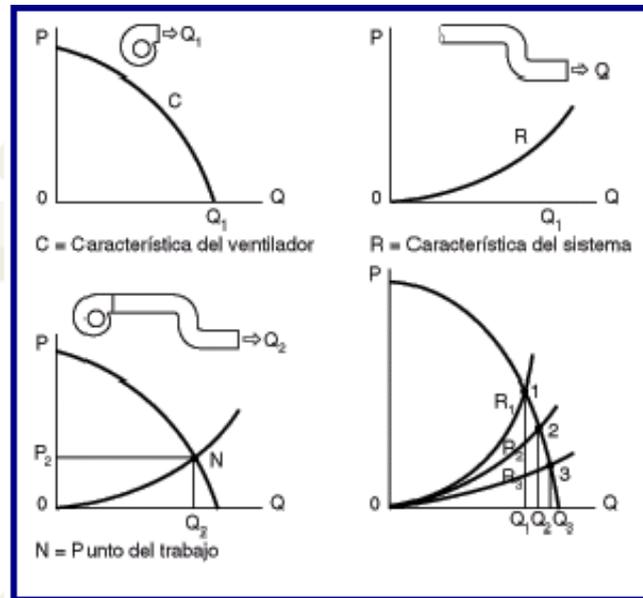


Fig.1.20. Curva de Punto de trabajo de un ventilador. [51]

En general, las curvas características de un ventilador son similares a las de una bomba pero se suelen expresar como ΔP en función de Q. Su forma depende, al igual que en las bombas, fundamentalmente del tipo de máquina y del diseño del rodete. Es bastante frecuente que los ventiladores centrífugos de alta presión presenten una curva característica con forma de silla (un mínimo relativo), más típico de diseños axiales, debido al empleo de álabes curvados hacia adelante. Una curva característica de este tipo se muestra en la figura siguiente.

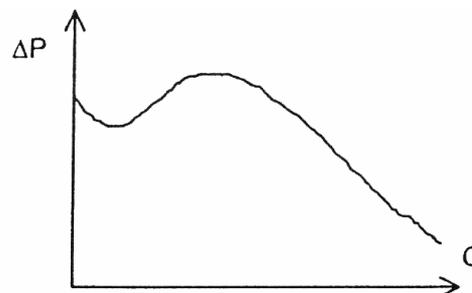


Fig.1.21. Curva característica de un ventilador. [52]

Una parte considerable de la presión suministrada por el ventilador, se encuentra en forma de presión dinámica, P_d , ya que la velocidad de salida del fluido suele ser más

alta que en el caso de bombas. La P_d , es la energía cinética que tiene el fluido en movimiento y esta definida como

$$q = \frac{1}{2}\rho v^2 \quad \text{donde (utilizando unidades del sistema internacional):}$$

q : presión dinámica en pascales

ρ : densidad del fluido en kg/m^3 (Ej. densidad del aire)

V : velocidad del fluido en m/s .

De forma que el salto de presión total proporcionado por el ventilador es la suma del salto de presión dinámica más el salto de presión estática:

$$\Delta P = \Delta P_d + \Delta P_e \quad (1.13)$$

En el caso de una instalación en la que el ventilador aspira de la atmósfera e impulsa aire a través de un conducto como indica la figura 1.22 se pueden calcular fácilmente los saltos de presión estática y dinámica.

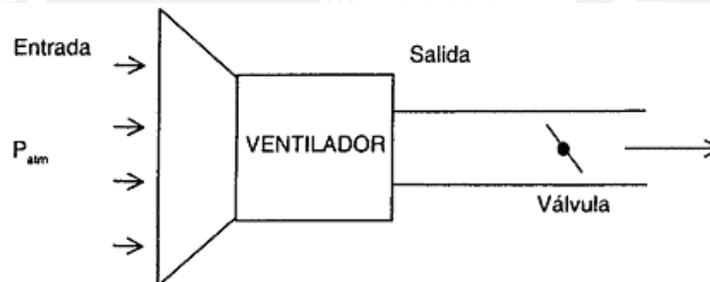


Fig.1.22. Esquema de una instalación de ensayo de ventiladores. [Elaboración propia]

Aplicando la ecuación de la energía entre la entrada y la salida se tiene para el incremento de energía o presión total a través del ventilador: [53]

$$\Delta P = \left(P + \frac{1}{2}\rho V^2 + \rho g z \right)_s - \left(P + \frac{1}{2}\rho V^2 + \rho g z \right)_e \quad (1.14)$$

REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- [1]. Ventilador Axial tipo Tubular. [Imagen].
Consulta: 12 de agosto del 2012
< <http://www.airtec.com.pe/productos.php?cat2Id=2&cat3Id=2>>
- [2]. Atmospheric Fan System [Imagen].
Consulta: 12 de agosto del 2012
< <http://www.extractores.com.mx/centrifugos.htm#sthash.lsuNIgC7.dpbs>>
- [3]. Idem.
- [4]. Hojas Técnicas de ventiladores.
Consulta: 20 de setiembre del 2013
< http://www.solerpalau.es/docs/manual/sp_ventilacion_c4.pdf>
- [5]. Laboratory Methods of Testing Fans for Aerodynamic Performance Rating - ANSI/AMCA STANDARD 210. 1999, p.2.
- [6]. Laboratorio de Maquinas de Fluidos
Consulta: 20 setiembre del 2012
<<http://www.unet.edu.ve/~maqflu/doc/LAB-1-128.htm>>
- [7]. International Standard ISO 5801. Industrial fans – Performance testing using standardized airway. 2th Edition, 2007-12-15, p. 19 y 20
- [8]. Ídem, p. 20
- [9]. Ídem, p. 20
- [10]. Ídem, p. 20.
- [11], [12]. Ídem, p. 21
- [13]. Ídem, p. 22 [Imagen]
- [14], [15]. Ídem, p. 24
- [16], [17]. Ídem, p. 25
- [18] Ídem, p. 23 [Imagen]
- [19], Ídem, p. 23
- [20], [21], [22] Ídem, p. 25
- [23] Ídem, p. 69 [Imagen]
- [24], [25]. Ídem, p. 70
- [26] Ídem, p. 73 [Imagen].

- [27] Ídem, p. 74 [Imagen]
- [28], [29], [30] Ídem, p. 75
- [31] Ídem, p. 78 [Imagen]
- [32] Ídem, p. 78 [Imagen]
- [33], [34] Ídem, p. 81
- [35] Ídem, p. 82
- [36] Ídem, p. 95
- [37] Ídem, p. 93 [Imagen]
- [38] Ídem, p. 94
- [39] Ídem, p. 97
- [40] Ídem, p. 97 [Imagen]
- [41] Ídem, p. 98 [Imagen]
- [42] Ídem, p. 99 [Imagen]
- [43] Ídem, p. 100 [Imagen]
- [44] Ídem, p. 100 [Imagen]
- [45] Ídem, p. 101 [Imagen]
- [46] Ídem, p. 102 [Imagen]
- [47] Ídem, p. 102 [Imagen]
- [48] Ídem, p. 105 [Imagen]
- [49] Laboratory Methods of Testing Fans for Aerodynamic Performance Rating - ANSI/AMCA STANDARD 210. 1999, p.24.
- [50] Idem, p. 18
- [51] Hojas Técnicas de ventiladores.
Consulta: 20 de setiembre del 2013
< http://www.solerpalau.es/docs/manual/sp_ventilacion_c4.pdf>
- [52] Laboratorio de Maquinas de Fluidos
Consulta: 20 setiembre del 2012
<<http://www.unet.edu.ve/~maqflu/doc/LAB-1-128.htm>>
- [53] MATAIX, Claudio. "Mecánica de Fluidos y Maquinas Hidráulicas"; En Ediciones del Castillo S.A. 2da Edición, 1982. Madrid, p.54

CAPITULO 2

DISEÑO Y SELECCIÓN DE LOS COMPONENTES DEL BANCO DE ENSAYOS

El presente capítulo tiene como finalidad brindar los parámetros a ser tomados para el correcto funcionamiento del banco de ensayos, así como también mostrar el montaje del diseño del banco para que pueda llevarse a cabo los ensayos de laboratorio. Estos ensayos a su vez permitirán establecer las características de funcionamiento, regido bajo normas estándares, normalmente presentados como gráficas o tablas.

2.1- ESPECIFICACIONES EMPLEADAS

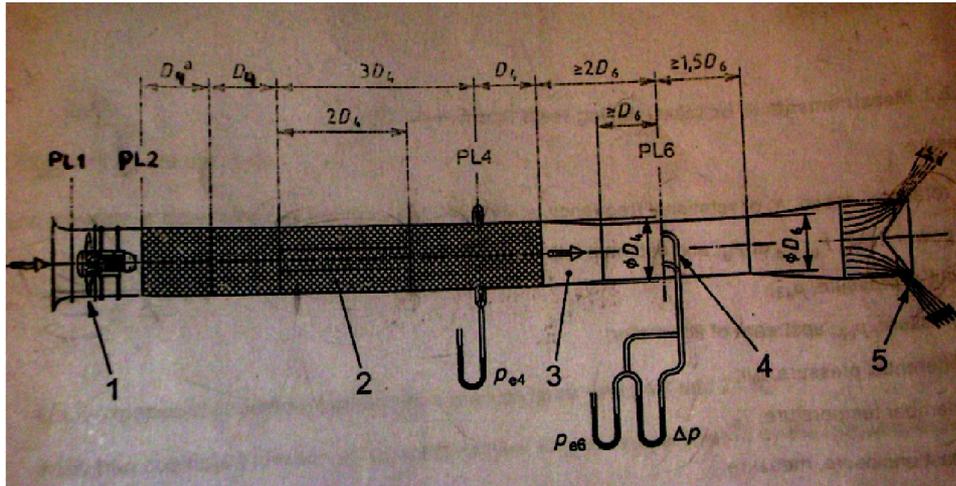
Dentro de esta parte del capítulo se procederá describir los instrumentos y dispositivos que serán empleados para el desarrollo del banco. Ya habiéndose descrito en el capítulo 1 toda la información concerniente que se debe tener en cuenta para la realización de ensayos de laboratorio de ventiladores, se indicara cuales han sido los parámetros dentro de los cuales se opto por tal diseño o categoría de instalación.

El fluido de trabajo para los ensayos será aire atmosférico, la presión y la temperatura de trabajo deben de estar a condiciones ambientales. De acuerdo a las normas citadas, se establece que el factor de energía cinética α_{A1} , α_{A2} a la entrada y a la salida del ventilador será considerado igual a 1. [1]

Las tomas de la presión atmosférica se deben de tomar en el centro de la sección de entrada y salida del ventilador. Del mismo modo se debe de considerar las aproximaciones dadas para los instrumentos de medición. El tipo de instalación será de la categoría "B", con segmento común de conducto a la salida y dispositivo contra

la turbulencia de salida. La presión será medida aguas abajo del dispositivo contra la turbulencia (enderezador o direccionador de flujo).

La determinación del flujo de masa se hará utilizando un Tubo de Pitot-estático transversal, y el enderezador de flujo contra la turbulencia será del tipo estrella como se muestra en la figura 1.12.



1: Ventilador de Ensayo.

2: Direccionador de flujo.

3: Ducto de descarga.

4: Tubo de Pitot

5: Obturador de Flujo (estrangulador)

PL1: Plano de entrada de aire, PL2: plano de salida de aire, PL4: Plano de toma de presión en boquillas,

PL6: Plano de toma de presión en Pitot.

Fig.2.1. Categoría de Instalación "B" con ducto de ensayo a la salida.

El diámetro nominal del conducto de ensayo al que se diseñara será de una medida de 500mm.). Las tomas de pared para la presión estática promedio se encuentran en un rango igual a: $1.5 \text{ mm} < a < 5 \text{ mm}$. Siendo "a" el diámetro de la boquilla.

En caso se desee ensayar un ventilador de mayores o menores dimensiones, se puede conectar una sección de transición, la cual es empleada cuando se quieren conectar 2 secciones de distinta forma (circular a rectangular) o tamaño ($D_1 \neq D_2$). Esta sección tiene una forma cónica truncada con una variación de 1 a 1.5, es decir si el ensayo esta preparado para un ventilador de 500 mm de diámetro nominal, se puede ensayar un ventilador de $D_2 = 1.5 D_1$ (es decir 750 mm aprox)

Se debe tener especial cuidado que no exista ninguna obstrucción a la entrada y/o a la salida. En particular ningún muro o pared o alguna otra obstrucción importante debe situarse tan cerca, esto es a 2D de la entrada y 5D a la salida del conducto de ventilación o directamente del ventilador. [5]

2.2 CRITERIOS DE DISEÑO Y PARÁMETROS.

Las medidas a ser tomadas durante el ensayo son:

- Velocidad de giro, N, o frecuencia de rotación, n;
- Potencia de entrada Pa, Po o Pe, y estimación del poder del impulsor.
- Presión de salida, p_{e4}
- Presión diferencial Δp ;
- Presión, p_{e6} , aguas arriba del caudalímetro
- Temperatura de la cámara, T6.

Dentro de la sala de ensayos, medir:

- Presión atmosférica a media altura del ventilador, p_a ;
- Temperatura ambiente cerca de la entrada, Ta;
- Temperatura de bulbo seco y húmedo, Td y Tw respectivamente.

Determinar la densidad del ambiente, ρ_a , y la constante de los gases de aire húmedo, R_w .

2.2.1 Procedimiento general para el flujo de fluido compresible

Este procedimiento debe ser aplicado cuando el número de referencia de Mach, Ma_{2ref} es mayor a 0,15 y la razón de presión es mayor a 1,02 [6]

El número de referencia Mach, Ma_{2ref} , que se define como:

$$Ma_{2ref} = \frac{V_{m2}}{C_{ref}} = \frac{q_m}{A_2 \rho_a \sqrt{k R_w \Theta_{sga}}} \quad (2.1)$$

Se asume que las condiciones de referencia del aire son aquellas tomadas en el recinto de ensayo. El límite del número referencia de Mach a partir del cual se hace una distinción entre los valores de temperaturas de estancamiento y la estática, presión y densidad, es igual a 0,15. [7]

a) Determinación de la densidad del aire en la sala de ensayo en una sección “x”

La densidad del aire (kg/m^3) en la sala de ensayo esta dada por la siguiente relación. [8]:

$$\rho_a = \frac{p_a - 0.378 p_v}{287 \theta_a} \quad (2.2)$$

Donde θ_a : temperatura ambiente absoluta, en Kelvin, dado por

$\theta_a = T_a + 273.15$ donde $T_a = T_d$ (temperatura de bulbo seco, en grados Celsius);

p_a : es la presión atmosférica

p_v : es la presión parcial de vapor de agua, en el aire (en Pascales).

287: es la constante del gas para aire seco, R, en ($\text{J} / \text{Kg} \cdot ^\circ\text{K}$). [9]

$$0,378 = \frac{R_v - R}{R_v} \quad (2.3)$$

Donde $R_v = 461 \text{ J} / \text{Kg} \cdot ^\circ\text{K}$. Es la constante del gas de vapor de agua.

La constante del gas de aire húmedo, R_w , es dada por [10]:

$$R_w = \frac{p_a}{\rho_a \theta_a} = \frac{287}{1 - 0,378 \frac{p_v}{p_a}} \quad (2.4)$$

Nota: Para condiciones ambientales, las propiedades del aire

$\rho_a = 1,2 \text{ kg/m}^3$

$T_a = 20^\circ\text{C}$ (temperatura ambiente)

$p_a = 101\,325 \text{ Pa}$. (Presión atmosférica)

$h_u = 0,40$ es la Humedad relativa (P_v / P_{sat})

p_v = Presión parcial de vapor de agua. (Pascal)

p_{sat} = Presión de Vapor de saturación

$R_w = 288 \text{ J} / (\text{Kg} \cdot ^\circ\text{K})$.

b) Determinación de la Presión de Vapor

La presión parcial de vapor, P_v , es obtenida por la siguiente relación donde la humedad del aire es medida por medio de un higrómetro a la entrada del ventilador [11]

$$p_v = (p_{\text{sat}})_{T_w} - p_a A_w (T_d - T_w) (1 + 0.00115 T_w) \quad (2.5)$$

Donde

T_d es la temperatura de bulbo seco, en grados centígrados;

T_w es la temperatura de bulbo húmedo, en grados centígrados;

$A_w = 6,6 \times 10^{-4} / ^\circ\text{C}$ cuando T_w está entre 0°C y 150°C ;

$A_w = 5,94 \times 10^{-4} / ^\circ\text{C}$ cuando T_w es inferior a 0°C ;

$(p_{\text{sat}})_{T_w}$ es la presión de vapor saturado a la temperatura de bulbo húmedo T_w .

El anexo 3 brinda valores de p_{sat} para temperaturas comprendidas desde -4°C hasta 49°C . También se puede determinar la p_{sat} para el rango de 0°C hasta 100°C de la siguiente ecuación:

$$p_{\text{sat}} = 610,8 + 44,442T_w + 1,4133T_w^2 + 0,02768T_w^3 + 2,55667 \times 10^{-4}T_w^4 + 2,89166 \times 10^{-6}T_w^5$$

c) Determinación de la viscosidad del Aire

La fórmula siguiente puede utilizarse en el rango de -20°C a $+100^\circ\text{C}$ para obtener la viscosidad dinámica, expresada en Pascal segundo (Pa.s también N.s/m²) [12]:

$$\mu = (17.1 + 0.048T_x) \times 10^{-6} \quad (2.6)$$

La viscosidad cinemática ν es dada por la siguiente ecuación:

$$\nu = \frac{\mu}{\rho} \quad (2.7)$$

d) Calculo del flujo masico

La tasa de flujo masico se determina usando un tubo transversal de Pitot-estático.

Asumiendo que [13]:

$$p_{e_6} = \frac{1}{n} \sum_{j=1}^n p_{e_6 j} \quad (2.8)$$

$$p_6 = p_{e_6} + p_a \quad (2.9)$$

$$\Theta_{sg_6} = \Theta_{sg_1} + \frac{Pr}{q_m C_p} \quad \text{ó} \quad = \Theta_{sg_1} + \frac{Pe}{q_m C_p} \quad (2.10)$$

$$\Theta_6 = \Theta_{sg_6} \left(\frac{p_6}{p_6 + \Delta p_m} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} \quad (2.11)$$

$\rho_6 = \frac{p_6}{R_w \Theta_6}$ densidad en el plano 6 (plano transversal donde se ubica el Pitot)

Donde

$$\Delta p_m = \left(\frac{1}{n} \sum_{j=1}^n \Delta p_j^{0.5} \right)^2$$

$$= \left[\frac{1}{n} \left(\sqrt{\Delta p_1} + \sqrt{\Delta p_2} + \dots + \sqrt{\Delta p_n} \right) \right]^2$$

siendo Δp_j la diferencia de presión para distintos puntos.

El flujo masico q_m es determinado por la siguiente relación [14]:

$$q_m = \alpha \varepsilon A_6 \sqrt{2 \rho_6 \Delta p_m} \tag{2.12}$$

Donde α es el coeficiente de flujo en función del numero de Reynolds Re_{D_6} muy cercano a 0,99

$$Re_{D_x} = \frac{\rho_x V_{mx} D_x}{\mu} = \frac{4 q_m}{\pi D_x \mu} \approx 71 \times 10^3 \frac{q_m}{D_x}$$

$$Re_{D_6} = \alpha \varepsilon D_6 \frac{\sqrt{2 \rho_6 \Delta p_m}}{17,1 + 0,048 T_6} \times 10^6$$

Para el aire y con el sistema internacional de unidades (S.I.)

El coeficiente de caudal, α , se obtiene mediante la aplicación de cada uno de los factores de corrección de las variables correspondientes para las pruebas con aire atmosférico. El coeficiente α depende del número de Reynolds, que se deriva del diámetro D_x y la velocidad media V_{MX} en la sección “x” como se muestra a continuación.

$$Re_{D_6} = \alpha \varepsilon D_6 \frac{\sqrt{2 \rho_6 \Delta p_m}}{17,1 + 0,048 T_6} \times 10^6$$

Re_{DX}	3×10^4	10^3	3×10^5	10^6	3×10^6
α	0,986	0,988	0,99	0,991	0,992

Donde ε es el coeficiente de expansibilidad. [15]

$$\varepsilon = \left[1 - \frac{1}{2\kappa} \frac{\Delta p_m}{p_6} + \frac{\kappa + 1}{6\kappa^2} \left(\frac{\Delta p_m}{P_6} \right)^2 \right]^{1/2} \tag{2.13}$$

Una primera aproximación de q_m es calculada con $\alpha = 0,99$ y ϵ es calculado por la expresión anterior. Este valor de q_m permite el cálculo de Re_{D6} , α .

Dos o tres iteraciones son suficientes para determinar el flujo masico con una aproximación de cálculo de dos decimales.

e) Calculo de presión

e.1 Presión de salida.

Asumiendo que

$$p_6 = p_{e6} + p_a$$

$$\begin{aligned} \Theta_{sg6} &= \Theta_{sg2} = \Theta_{sg1} + \frac{Pr}{q_m C_p} = T_6 + 273,15 \text{ ó} \\ &= \Theta_{sg1} + \frac{Pe}{q_m C_p} \end{aligned} \quad (2.14)$$

El número de Mach en el plano 6 y la relación de Ma_6/Ma_{sg6} son determinados de acuerdo con:

- Numero de Mach en la sección "x", Ma_x

$$Ma_x = \frac{v_{mx}}{C_x} = \frac{q_m}{A_x \rho_x \sqrt{\kappa R_w \Theta_x}} \quad (2.15)$$

Donde

$$\rho_x = \frac{P_x}{R_w \Theta_x}$$

$$v_{mx} = \frac{q_m}{A_x \rho_x}$$

- Calculo de Ma_x y Θ_x cuando P_x y Θ_{sgx} son conocidos

Asumiendo que. [16]

$$M^2 = \left(\frac{q_m}{A_x} \right)^2 \cdot \frac{\kappa - 1}{2\kappa} \cdot \frac{R_w \Theta_{sgx}}{p_x^2} \quad (2.15a)$$

$$\frac{\Theta_{sgx}}{\Theta_x} = \frac{1 + \sqrt{1 + 4M^2}}{2} \quad (2.15b)$$

$$Ma_x = \sqrt{\left(\frac{\Theta_{sgx}}{\Theta_x} - 1\right) \frac{2}{\kappa - 1}} \quad (2.15c)$$

La razón de Θ_{sgx}/Θ_x y Ma_x son mostrados como función de M^2 en el anexo 4

Además se tiene: [17]

$$Ma_{sgx}^2 = \frac{q_m^2}{A_X^2 \rho_{sgx}^2 \kappa R_w \Theta_{sgx}} = \frac{q_m^2}{A_X^2 \kappa p_{sgx} \rho_{sgx}} \quad (2.16)$$

$$\Theta_4 = \Theta_{sg4} \frac{Ma_4}{Ma_{sg4}}$$

$$\rho_4 = \frac{p_4}{R_w \Theta_4}$$

Donde también se considera el factor de Mach, f_{Mx} , para corrección de presión que se da en función de Ma_x por la ecuación: [18]

$$f_{M4} = 1 + \frac{Ma_4^2}{4} + \frac{Ma_4^4}{40} + \frac{Ma_4^6}{1600} \quad (2.17)$$

Este valor se muestra en el grafico del anexo 5, como función de Ma_x .

El coeficiente de pérdidas por fricción para una longitud de un diámetro de un ducto recto esta dado por la siguiente relación [19]:

$$\Lambda = 0,005 + 0,42(\text{Re}_{D4})^{-0,3} \quad (2.18)$$

El coeficiente convencional de pérdidas del enderezador incluyendo el conducto externo está dado por [20]:

$$\xi_S = 0,95(\text{Re}_{D4})^{-0,12}$$

Y el coeficiente convencional de pérdidas $(\xi_{2-4})_4$ entre la sección 2 y 4 es calculado en conformidad con:

$$\begin{aligned} (\xi_{2-4})_4 &= 3\Lambda + 0,95(\text{Re}_{D4})^{-0,12} \\ &= 0,015 + 1,26(\text{Re}_{D4})^{-0,3} + 0,95(\text{Re}_{D4})^{-0,12} \end{aligned} \quad (2.18a)$$

Donde

$$Re_{D_4} = \frac{\rho_4 V_{m4} D_4}{\mu_4} \approx \frac{V_{m4} D_4}{15} \times 10^6 \text{ . Para aire atmosférico.}$$

El coeficiente de pérdidas $(\xi_{2-4})_4$ versus el número Reynold se muestra en el grafico del anexo 6.

La presión de estancamiento a la salida del ventilador p_{sg2} está dada por la siguiente relación

$$p_{sg2} = p_4 + \frac{\rho_4 V_{m4}^2}{2} f_{M4} [1 + (\xi_{2-4})_4] \quad (2.19)$$

e.2 Presión de entrada.

A la entrada del ventilador, $p_{sg1} = p_a$, $\Theta_{sg1} = \Theta_a$, y p_1 puede ser determinado en conformidad con:

$$p_1 = p_{sg1} - \rho_1 \frac{V_{m1}^2}{2} f_{M1} = p_{sg1} - \frac{1}{2\rho_1} \left(\frac{q_m}{A_1} \right)^2 f_{M1} \quad (2.20)$$

Tenemos también:

$$p_{esg1} = 0, \quad p_{e1} = -\frac{1}{2\rho_1} \left(\frac{q_m}{A_1} \right)^2 f_{M1}$$

e.3 Presión del Ventilador.

La presión del ventilador p_{fB} y la presión estática del ventilador p_{sfB} pueden ser calculadas usando la siguiente ecuación:

$$p_{fB} = p_{sg2} - p_{sg1} = p_{esg2} \quad (2.21)$$

$$p_{sfB} = p_2 - p_{sg1} = p_2$$

$$\rho_m = \frac{\rho_2 + \rho_1}{2} \quad \text{y} \quad \kappa_p = \frac{\rho_1}{\rho_m} = \frac{2\rho_1}{\rho_1 + \rho_2}$$

f) Calculo de flujo de volumen

El flujo de volumen es calculado por la siguiente ecuación: [21]

$$q_{Vsg1} = \frac{q_m}{\rho_{sg1}} = \frac{q_m}{\left(\frac{p_{sg1}}{R_w \Theta_{sg1}} \right)} \quad (2.22)$$

g) Cálculo de la potencia del ventilador. [22]

g.1 Trabajo del ventilador por unidad de masa y potencia del ventilador (J/kg)

El trabajo por unidad de masa (W_{mB}) esta dada por la siguiente relación:

$$W_{mB} = \frac{p_2 - p_1}{\rho_m} + \frac{V_{m2}^2}{2} - \frac{V_{m1}^2}{2} \quad (2.23)$$

$$= \frac{p_2 - p_1}{\rho_m} + \frac{1}{2} \left(\frac{q_m}{A_2 \rho_2} \right)^2 - \frac{1}{2} \left(\frac{q_m}{A_1 \rho_1} \right)^2$$

$$= \frac{p_{e2} - p_{e1}}{\rho_m} + \frac{V_{m2}^2}{2} - \frac{V_{m1}^2}{2}$$

La potencia del ventilador P_{uB} esta dada por la siguiente ecuación:

$$P_{uB} = q_m W_{mB}$$

g.2 Cálculo de la potencia del ventilador y el coeficiente de compresibilidad

Se puede decir:

$$P_{uB} = q_{Vsg1} p_{fB} \kappa_p \quad (2.24)$$

Donde

q_{Vsg1} es el flujo de volumen a la entrada en condiciones de estancamiento;

p_{fB} es la presión del ventilador, $p_{sg2} - p_{sg1}$;

κ_p es el factor de corrección para efectos de compresibilidad (adimensional).

El coeficiente de compresibilidad κ_p puede ser determinado por dos (2) métodos equivalentes [23]. Ellos dan exactamente el mismo resultado:

- Primer Método

El coeficiente de compresibilidad esta dado por:

$$\kappa_p = \frac{Z_\kappa \log_{10} r}{\log_{10} [1 + Z_\kappa (r - 1)]} \quad (2.25)$$

Donde

$$r = 1 + \frac{P_{fB}}{P_{sg1}}; Z\kappa = \frac{\kappa - 1}{\kappa} \frac{Pr}{q_{Vsg1} P_{fB}}$$

- Segundo Método

También se puede obtener el coeficiente de compresibilidad como

$$\kappa_p = \frac{\ln(1+x)}{x} \frac{Z_p}{\ln(1+Z_p)} \quad (2.26)$$

Donde

$$x = r - 1 = \frac{P_{fB}}{P_{sg1}}; Zp = \frac{\kappa - 1}{\kappa} \frac{Pr}{q_{Vsg1} P_{sg1}}$$

h) Calculo de eficiencias.

Las eficiencias son calculadas por las siguientes ecuaciones:

- Eficiencia del impulsor del ventilador.

$$\eta_r = \frac{P_{uB}}{Pr} \quad (2.27)$$

- Eficiencia del eje del ventilador.

$$\eta_a = \frac{P_{uB}}{Pa} \quad (2.28)$$

2.2.2 Método Simplificado

Un procedimiento simplificado puede ser seguido cuando el número de referencia Mach, Ma_{2ref} , es inferior a 0,15 y la relación de presión es inferior a 1,02. En estas circunstancias, se indicara el proceso a seguir.

El flujo de aire a través del ventilador y el conducto de ensayo pueden ser considerados como incompresibles. [24]

$$\Theta_1 = \Theta_{sg1} = \Theta_2 = \Theta_{sg2} = \Theta_a = Ta + 273,15$$

$$\rho_1 = \rho_2 = \rho_4 = \rho_6 = \rho_a = \frac{\rho_a}{R_w \Theta_a}$$

$$f_{M1} = f_{M2} = 1$$

$$\kappa_p = 1$$

a) Calculo de flujo masico

El flujo masico se determina asumiendo que $p_6 = p_{e6} + p_a$ cuando la presión p_{e6} es medida por el tubo de Pitot.[25]

$$pe_6 = \frac{1}{n} \sum_{j=1}^n pe_{6j} \quad (2.29a)$$

$$\Theta_{sg6_3} = Ta + 273,15 \text{ ó}$$

$$\Delta pm = \left(\frac{1}{n} \sum_{j=1}^n \Delta p_j^{0,5} \right)^2 \quad (2.29b)$$

$$\Theta_6 = \Theta_{sg6} \left(\frac{p_6}{p_{6+\Delta p_m}} \right)^{\frac{k-1}{k}} \quad (2.29c)$$

$$\rho_6 = \left(\frac{p_6}{Rw\Theta_6} \right) \quad (2.29d)$$

La ubicación de las tomas j son dadas en la figura 1.10. El flujo masico q_m es dado por la relación (2.12)

Donde

ε :es el coeficiente de expansibilidad (ver relación 2.13)

α : factor de corrección o coeficiente de flujo, depende del número de Reynolds [26]

$$Re_{D_6} = \frac{4q_m}{\pi D_6 (17,1 + 0,048T_6)}$$

α varía entre

$$0,990 + 0,002 \text{ para } Re_{D_6} = 3 \times 10^6 \text{ ó}$$

$$0,990 - 0,004 \text{ para } Re_{D_6} = 3 \times 10^4$$

Una primera aproximación de q_m es obtenido con $\alpha = 0,990$ y corregido para e valor de Re_{D_6}

b) Calculo de Presión [27]

b.1 Presión de salida.

$$p_1 = p_2 = p_4 = p_6 = p_a = \frac{pa}{Rw\Theta_a} \quad (2.30)$$

$$p_{sg2} = p_4 + \frac{1}{2\rho_1} \left(\frac{q_m}{A_4} \right)^2 [1 + (\xi_{2-4})_4] \quad (2.31a)$$

$$p_2 = p_{sg2} - \frac{1}{2\rho_1} \left(\frac{q_m}{A_2} \right)^2 \quad (2.31b)$$

b.2 Presión de entrada.

$$p_{sg1} = p_a$$

$$p_1 = p_{sg1} - \frac{1}{2\rho_1} \left(\frac{q_m}{A_1} \right)^2 \quad (2.32)$$

b.3 Presión del Ventilador.

La presión del ventilador p_{fB} y la presión estática del ventilador p_{sfB} pueden ser calculadas usando la siguiente ecuación:

$$p_{fB} = p_{sg2} - p_{sg1} = p_{esg2} - p_a = p_{esg2} \quad (2.33)$$

$$p_{sfB} = p_2 - p_{sg1} = p_2 - p_a = p_{e2}$$

c) Calculo de flujo de volumen

El flujo de volumen es calculado similar a la expresión (2.22)

d) Calculo de la potencia del ventilador.

$$P_{uB} = q_{Vsg1} p_{fB} \quad (2.34)$$

e) Calculo de eficiencias.

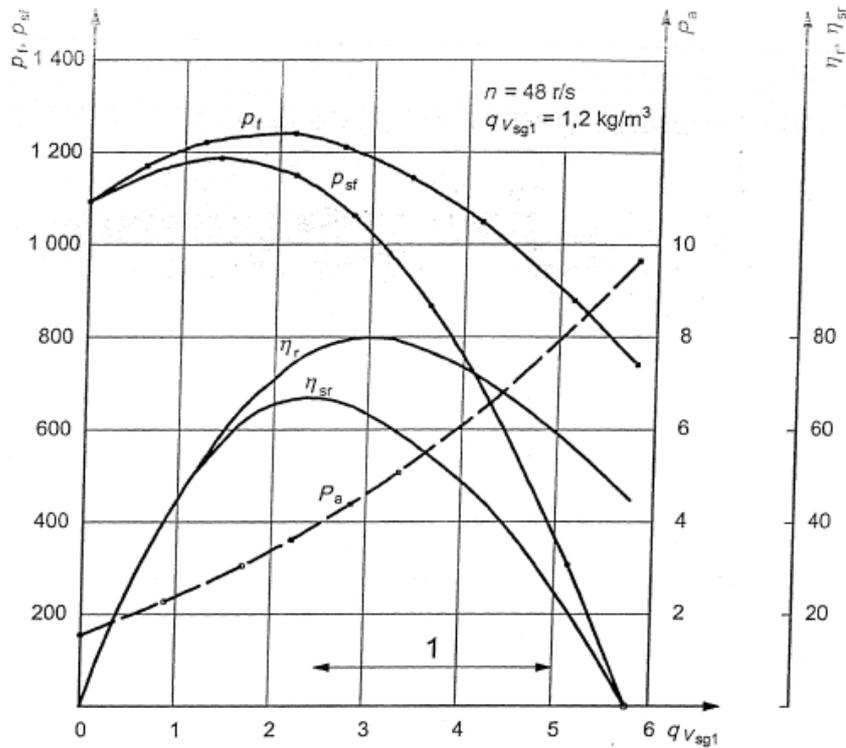
Las eficiencias son calculadas similares a las expresiones (2.27) y (2.28).

2.3 Curvas características del Ensayo

Los resultados de los ensayos pueden ser comparados directamente con valores probados (garantizados) si, durante la ejecución de los ensayos, las mediciones del rendimiento del ventilador fueron realizadas bajo las condiciones especificadas. Esta parte detalla las representaciones graficas de los resultados.

Los resultados de ensayos, deberán ser mostrados como una serie de puntos de medidos versus el flujo de volumen de entrada. De esta forma podemos graficar los

valores de Presión estática vs Caudal, Potencia vs Caudal y Velocidad de rotación Vs caudal como se muestra en la figura 2.2.



1: Rango de trabajo.

P_a : Potencia del eje del ventilador, kW.

p_t : Presión del ventilador, kPa.

p_{sf} : Presión estática del ventilador, kPa.

q_{vsg1} : Caudal de entrada, m^3/s .

η_r : Eficiencia del ventilador, en porcentaje

η_{sr} : Eficiencia estática del ventilador, en porcentaje

Fig.2.2. Ejemplo de curvas características para juego de tomas a velocidad constante. [28]

2.4 Calculo del Banco para Ensayos

La base del diseño y evaluación de ductos y en general de cualquier componente estructural o mecánico es la resistencia mecánica. Si el esfuerzo es aceptable, es decir, se encuentra por debajo del valor máximo permisible, el ducto o componente es aceptable y puede seguir operando.

Asimismo, la predicción de vida se realiza determinando la rapidez de crecimiento de defecto y calculando el tiempo en el cual ese defecto producirá un esfuerzo superior al

permisible. Es por ello que se ha tomado en cuenta ciertos parámetros para el cálculo del diseño, lo que dará como resultado el banco de ensayos.

El material del ducto circular es de plancha galvanizada, este será roloado y unido por soldadura TIG, la junta será a tope. Para las condiciones máximas, se tiene que el caudal, el diámetro del ducto y la velocidad se pueden determinar como:

Q max =	6000 m ³ /h <> 1,67 m ³ /s <> 100 m ³ /min
Diámetro del Ducto =	500 mm <> 0,5 m
Área del ducto =	0,1964 m ²
Vsonido =	343 m/s a 20 ° C T. ambiente [29]
Vdentro ducto =	8,49 m/s
N° Mach =	0,025
Pdinamica =	$\frac{\rho \cdot v^2}{2}$
Donde aire =	1,2 kg/m ³ a 20 ° C T. ambiente
Pdinamica =	43,23 Pa ≈ 0,45 mbar <> 0,0065 PSI
Pestatica =	100000,00 Pa <> 1 bar <> 14,5 PSI
Ptotal =	14,507 PSI. Asumiendo no hay pérdidas en el ducto (Caso Crítico)

Para determinar los esfuerzos sometidos, se considera las siguientes ecuaciones[30]:

Esfuerzo Long.

$$S_1 = \frac{PD}{4t}$$

(2.35)

Esfuerzo Circunf.

$$S_2 = \frac{PD}{2t}$$

(2.36)

Donde: P: Presión (lb. /pulg²)

D: Diámetro medio del recipiente, pulg.

t : Espesor, sin margen por corrosión, pulg.

S_{1,2}: Esfuerzos (lb./pulg²)

Donde Dext = (500 + 2t) mm y Dint = 500mm (500 mm <> 20 pulg.)

$$S_1 = \frac{(14.507)(20.00 + t)}{4t}$$

$$S_2 = \frac{(14.507)(20.00 + t)}{2t}$$

De donde se puede notar que el esfuerzo máximo, se da en la 2da ecuación dada por el esfuerzo circunferencial, entonces para determinar el espesor del ducto tomaremos

a S_2 . Para que el material no se flexione por la presión interna, S_2 tiene que ser menor que el valor admisible de Flexión del material dividido entre un Factor de Seguridad (F.S. = 2. Recomendado).

$$S_2 = \frac{(14.507)(20.00 + t)}{2t} \leq \frac{\sigma_{adm}}{F.S.}$$

El material del ducto será según la norma ASTM A653 (plancha galvanizada) y cuyo límite de elasticidad es de 33 000 PSI, y cuyo Factor de Seguridad será de 2

$$0.22mm \leq t$$

2.4.1 Calculo de Grosor de Pared mínima de una Tubería

Para el cálculo se tomara como referencia las siguientes ecuaciones [31]:

$$t_m = \frac{PD_0}{2(SEq + PY)} + A = t + A \quad (2,37)$$

Además

$$E_q = E_c \cdot E_j \cdot E_s \quad (2,38)$$

Donde:

t_m = Grosor de Pared mínimo requerido, pulg.

t = Grosor de diseño de presión, pulg.

P = Presión Interna, psig

D_0 = Diámetro exterior de tubería, pulg.

S = Esfuerzo permisible a la temperatura de Diseño, PSI

A = Tolerancia, grosor adicional que se provee para material que va a ser removido por roscado corrosión, o tolerancia por erosión. (Mayormente 0,05 pulg. para baja Presión).

Y = Coeficiente que se toma en cuenta de las propiedades del material y Temperatura de diseño. (Para pared delgada $t < D/6$)

Para temperaturas debajo de 900°F, 0,4 puede ser asumido.

E_q = Factor de calidad que es producto del factor de calidad de fundición E_c , factor de calidad de la junta E_j y el factor de calidad del grado estructural E_s cuando se aplican. Los valores de E_c varían en el rango de 0,85 a 1 dependiendo del método usado para examinar la calidad de fundición. Los valores de E_j van de 0,6 a 1 y depende del tipo de soldadura. Los valores de E_s pueden ser asumidos como 0,92

Tabla 2.1 Valores de coeficientes Y para $t < D/6$. [32]

Materials	Temperature, °C (°F)					
	≤ 482 (900 & Lower)	510 (950)	538 (1000)	566 (1050)	593 (1100)	≥ 621 (1150 & Up)
Ferritic steels	0.4	0.5	0.7	0.7	0.7	0.7
Austenitic steels	0.4	0.4	0.4	0.4	0.5	0.7
Other ductile metals	0.4	0.4	0.4	0.4	0.4	0.4
Cast iron	0.0

Tabla 2.2a Factor incrementado de calidad de fundición E_c [33]

Supplementary Examination in Accordance With Note(s)	Factor, E_c
(1)	0.85
(2)(a) or (2)(b)	0.85
(3)(a) or (3)(b)	0.95
(1) and (2)(a) or (2)(b)	0.90
(1) and (3)(a) or (3)(b)	1.00
(2)(a) or (2)(b) and (3)(a) or (3)(b)	1.00

Tabla 2.2b Factor de calidad de junta soldada E_j para costura recta y espiral longitudinal. [34]

TIPOS NORMA UW-12	EFICIENCIA DE LA JUNTA, E_j Cuando la junta es:			
	a. Radiografiada total-mente	b. Examinada por zonas	c. No Examinada	
 <p>1</p>	<p>Junta a tope hechas por doble cordón de soldadura o por otro medio con el que se obtenga la misma calidad de metal de soldadura depositada sobre las superficies interior y exterior de la pieza. Si se emplea placa de respaldo, debe quitarse esta después de terminar la soldadura.</p>	1.00	0.85	0.70
 <p>2</p> <p>En juntas circunferenciales únicamente</p>	<p>Junta a tope de un solo cordón con tira de respaldo que queda en su lugar después de soldar</p>	0.90	0.80	0.65
 <p>3</p>	<p>Junta a tope de un solo cordón sin tira de respaldo</p>	—	—	0.60
 <p>4</p>	<p>Junta a traslape de doble filete completo</p>	—	—	0.55
 <p>5</p>	<p>Junta a traslape de un solo filete completo con soldaduras de tapón</p>	—	—	0.50
 <p>6</p>	<p>Junta a traslape de un solo filete completo sin soldaduras de tapón</p>	—	—	0.45

La tabla 2,2a, muestra los factores para los ensayos sobre la soldadura de la tubería, siendo el Factor de 0,85 para el método de líquidos penetrantes

$$E_q = E_c \cdot E_j \cdot E_s$$

$$E_q = 0,85 \cdot 0,85 \cdot 0,92 = 0,66$$

$$t_m = \frac{14,5 \cdot 20,02}{2(33000 \cdot 0,66 + 14,5 \cdot 0,4)} + 0,05 = t + A$$

$$t_m = 0,057 \text{ pulg.} \\ = 1,45 \text{ mm}$$

Del catálogo de un proveedor (Tradi S.A.- Anexo 7), vemos que para planchas galvanizadas los espesores más cercanos se encuentran 1.5mm y 2mm. De estos dos valores, elegiremos el espesor de 2 mm para que no haya problema con el espesor de la costura longitudinal de la tubería al momento de soldar.

2.4.2 Calculo de falla por flexión de la Tubería

Analizamos si el espesor de la tubería escogida cumple con los requerimientos y no falla por acción de su propio peso, para luego poder determinar el valor máximo que puede haber entre la separación de 2 apoyos que sostendrán parte de la tubería, denominado como claro de la tubería.

Para el cálculo supondremos la tubería como una viga simplemente apoyada en 2 extremos, con un conjunto de cargas distribuidas verticalmente sobre ella, y la adición de una fuerza puntual debido al peso del dispositivo que maniobra el Tubo de Pitot mas el peso de este ultimo.

Los diagramas de Fuerza Cortante y de Momento Flector asumidos para la distribución de cargas a lo largo de toda la tubería se muestran en la figura 2.3

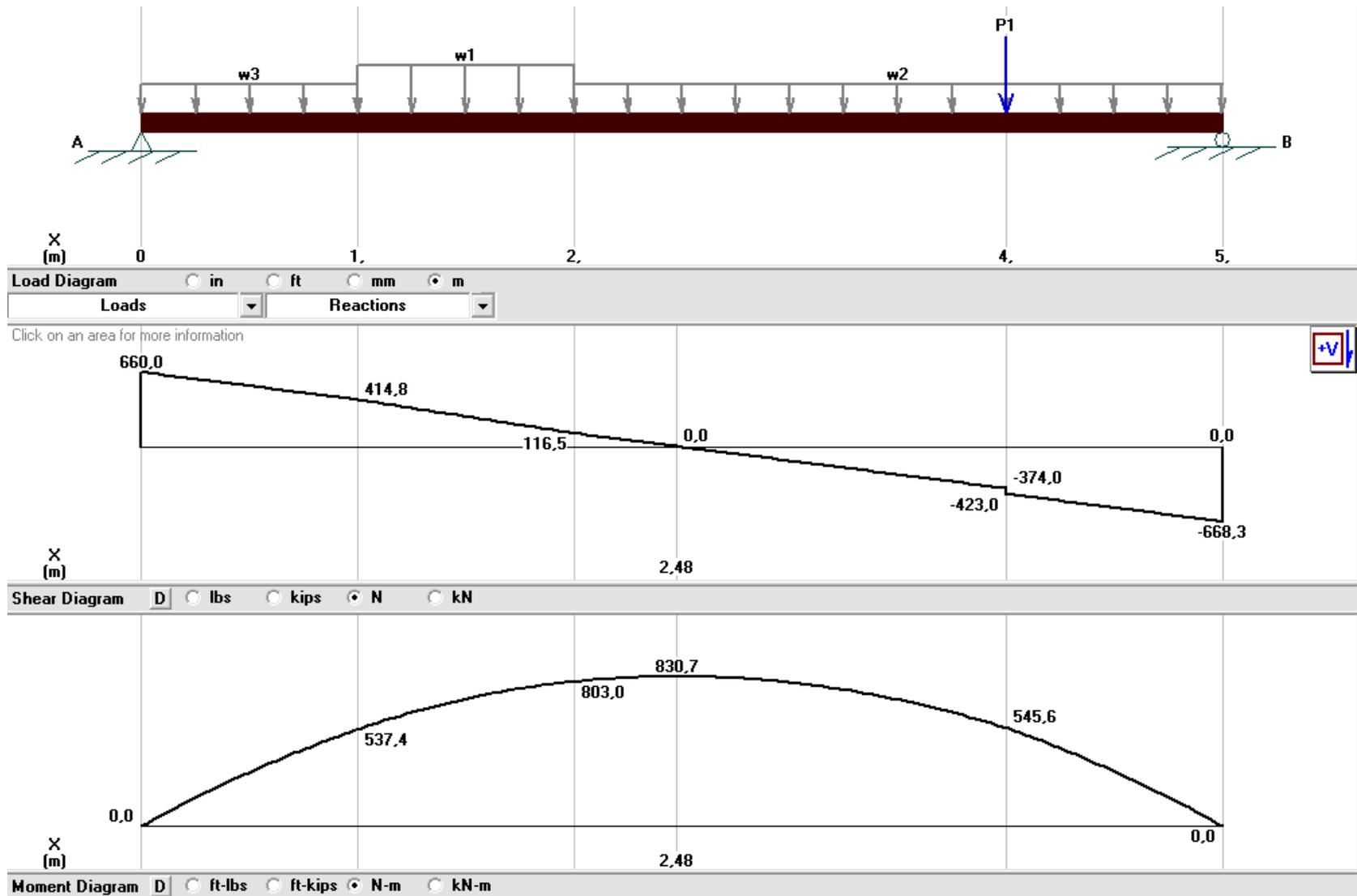


Fig.2.3. Diagrama de Fuerzas Cortantes y Diagrama de Momento Flector.

La ubicación del ventilador a ensayar se encuentra en el lado izquierdo (unión con el Soporte A) el cual se encuentra soportado por una mesa de diseño estructural; es decir, para el calculo solo se esta considerando la distancia total de la tubería, lográndose apreciar una longitud de 5 m. La ubicación del Tubo de Pitot se encuentra a una distancia de 4m con respecto al ventilador.

Los valores de las cargas se muestran en la figura 2.4, en donde se describe como

W1= Carga debido al Peso propio de la tubería + peso del direccionador o enderezador de flujo+ peso del contenido. Distribuido en una longitud de 1m.

W2 = Carga debido al Peso propio de la tubería + peso del contenido. Distribuido en una longitud de 3m.

W3= Carga debido al Peso propio de la tubería + peso del contenido. Distribuido en una longitud de 1m

P1 = Carga debido al peso del tubo de Pitot mas su dispositivo.

Ay = Reacción en el apoyo A

By = Reacción en el apoyo B

Loads	Reactions
w1 = 298,224 N/m (down)	Ay = 660,02 N (up)
w2 = 245,25 N/m (down)	By = 668,26 N (up)
P1 = 49,05 N (down)	
w3 = 245,25 N/m (down)	

Fig.2.4. Cargas que actúan en la tubería.

De la figura 2.3, se aprecia que el momento máximo es de 830.7 N-m y se encuentra aplicado en la sección del tubo sometido solo a las cargas por su propio peso y por su contenido. Aplicando la relación del esfuerzo de Flexión

$$\sigma_f = \frac{M_f \cdot c}{I} \tag{2.39}$$

Donde

M_f = Momento máximo aplicado sobre la sección (N-mm).

c = es igual a la distancia de la fibra analizada a la fibra neutra. (mm).

I = Momento de Inercia de la sección (mm⁴)

$$I = \frac{\pi}{64} [(d + 2t)^4 - d^4]$$

Siendo d = diámetro interior

$$I = 99359395,77 \text{ mm}^4$$

$$M_f = 830.7 \times 10^3 \text{ N-mm}$$

$$c: d/2 + t = 252 \text{ mm.}$$

Obteniéndose $\sigma_f = 2.11 \text{ MPa}$.

El esfuerzo admisible del material es $\sigma_{adm} \approx 275 \text{ MPa}$. [35]

Aplicado aun F.S. = 2 [36] se tiene el esfuerzo equivalente $\sigma_{equi} \approx 137.5 \text{ MPa}$

$$2.11 \text{ MPa} \ll 137.5 \text{ MPa} \text{ (No falla)}$$

La unión entre los ductos será por conexión Flexible para ducteria rígida con abrazadera (Tipo RACK) con seguro de banda plana de PVC. Estas Conexiones son ideales para unir Ducteria y se caracterizan por una fabricación de acero recubierta de zinc, una asa de rápida liberación y tres adaptaciones para variar el espesor.



Fig.2.5. Conexión flexible RACK. [37]

2.4.3 Calculo del claro de tuberías o ductos

El claro máximo permisible para sistemas de tuberías horizontales, esta limitado por tres factores principales: esfuerzos de flexión, deflexión vertical, y frecuencia natural. Para la frecuencia natural relativa y limitación de deflexión, el claro permisible puede ser determinado como el menor de los espacios de soporte calculados basados sobre el esfuerzo y la deflexión.

La formulación y ecuación obtenida depende sobre las condiciones asumidas en los extremos. Si son asumidas como una media entre una viga uniformemente cargada simplemente soportada en ambos extremos y una viga uniformemente cargada con ambos extremos fijos. Con esta condición obtienen las ecuaciones [38]:

$$L = \sqrt{\frac{0.4 \cdot Z S_h}{w}} \quad \text{Basado sobre limitación de esfuerzos} \quad (2.40a)$$

$$L = \sqrt[4]{\frac{\Delta EI}{13.5 \cdot w}} \quad \text{Basado sobre limitación de deflexión} \quad (2.40b)$$

Donde:

L = Claro de Tubería permisible, pies

Z = Modulo de Sección del Tubo, pulg³

Sh = Esfuerzo permisible a la tensión para el material de tubería a la temperatura de diseño, PSI, Siendo 36 300 PSI para el material de tubería (ASTM A653)

w = Peso total del tubo, que equivale al peso metal + peso contenido + peso aislamiento lb./pies

Δ = Deflexión Permisible o pandeo, pulg.

I = Momento de Inercia del tubo, Pulg⁴

E = Modulo de elasticidad del material de la tubería a la temperatura de diseño, PSI

Para el diseño de la tubería tenemos un $\varnothing_{int} = 500 \text{ mm}$, $e = 2 \text{ mm}$

El momento de Inercia para un cilindro esta dado [39]:

$$I = \frac{\pi}{64} [(d + 2t)^4 - d^4] \quad \text{Siendo } d = \text{diámetro interior}$$

$$I = 99359395,77 \text{ mm}^4 \ll 238,71 \text{ pulg}^4$$

$c: d/2 + t = 9,92 \text{ pulg.}$

Donde c es igual a la distancia de la fibra analizada a la fibra neutra.

Entonces $Z = I/c = 24,06 \text{ pulg}^3$

- Determinamos el claro de la tubería en base a la limitación de esfuerzos.
 - Calculando el peso por distancia que habrá durante todo el tramo de la tubería

$$P_{tuberia} = \frac{\pi}{4} (OD^2 - OI^2) (\rho_{Acero}) = 16.34 \text{ lb. /pie}$$

$$P_{contenido} = \frac{\pi}{4} (OI^2) (\rho_{aire}) = 0.16 \text{ lb. /pie}$$

Dando un peso total de = 16,50 lb. /pie

Reemplazando en relación 2.40a

$$L = \sqrt{\frac{0.4 \cdot 24.06 \cdot 33000}{16.5}} = 138.74 \text{ pulg.}$$

$$= 3.52 \text{ m}$$

- Si consideramos el peso del direccionador de flujo, cuyo material es de Aluminio, como parte del peso al cual estará cargada la tubería, tendremos:

$$P_{\text{aluminio}} = \boxed{A_{\text{transversal}} \cdot (\rho_{al})} = \boxed{((0,5 \cdot 0,001) + (0,2495 \cdot 0,001) \cdot 6) \cdot 26\,984,2 \cdot 0,3}$$

$$= 3.55 \text{ lb. /pie}$$

Dandonos un nuevo total de = 20,05 Lb/pie

Ahora el nuevo claro de la tubería basado en la limitación de esfuerzos es

$$= 125.85 \text{ pulg}$$

$$= \underline{3,20 \text{ m}}$$

- Determinando el claro basado en la limitación de deflexión

La deflexión máxima que existe en el caso de una viga simplemente apoyada en sus extremos con una carga distribuida uniformemente, está dada según [40]:

$$\Delta \max_{(centro)} = \frac{5wl^4}{384EI} \quad (2.41)$$

Donde

w = Carga distribuida uniformemente por unidad de longitud (kips/pulg)

l = Longitud total de viga entre apoyos (pulg)

E = Modulo de elasticidad del Acero (29 000 KSI)

I = Momento de Inercia del tubo, Pulg⁴

De acuerdo al manual de la AISC la deflexión permisible que puede existir en un ducto de estas dimensiones es de aproximadamente 15.55 mm <> 0.6123pulg. Aplicando la relación 2.41; hallamos la deflexión máxima que puede existir en este diseño para una longitud total de 5 metros <> 196,85 pulg.

- Considerando solo el peso de la tubería y del contenido

$$\Delta \max = 0,004 \text{ pulg.}$$

$$= 0.10 \text{ mm}$$

De donde vemos que es mucho menor al máximo permisible 0.10 mm << 15.55 mm.

Reemplazando en la relación 2.40b

$$L = \sqrt[4]{\frac{\Delta EI}{13.5 \cdot w}}$$

$$= 66.05 \text{ pulg.}$$

$$= 1,68 \text{ m}$$

- Considerando ahora además el peso del direccionador de flujo

$$\Delta_{\max} = 0,006 \text{ pulg.}$$

$$= 0,14 \text{ mm}$$

Vemos que el valor sigue siendo menor al máximo permisible $0.14 \text{ mm} \ll 15.55 \text{ mm}$.

Reemplazando en la relación 2.40b se tiene que el claro es

$$L = 62.90 \text{ pulg.}$$

$$= \underline{1,60 \text{ m}}$$

De lo que obtenemos 4 valores, para efectos del diseño y de sobrecarga se consideraran los valores de los claros dado por la máxima carga, es decir cuando se considera el peso propio de la tubería, del direccionador y del contenido.

Claro Basado sobre limitación de esfuerzos = 3,20 m

Claro Basado sobre limitación de deflexión = 1,60 m.

Podemos notar que el claro para el diseño será el de menor valor que esta dado por la limitación de deflexión. Seleccionamos entre los valores hallados tanto para flexión como deflexión, el menor de ellos. Encontrándose así que el claro máximo de la tubería (distancia entre 2 puntos de apoyos), esta dado por una distancia de 1,60 m.

2.4.4. Consideración de Vibración en el banco de ensayo

La frecuencia natural de un sistema de tubería esta en, ó cerca de la frecuencia de una fuente de excitación, las amplitudes resultantes pueden inducir esfuerzos de flexión que conduzcan a una prematura falla por fatiga. Debe haber un necesario criterio de diseño, por eso, las frecuencias naturales en un sistema de tuberías deben ser significativamente más altas que, ó diferentes de las frecuencias de la fuente excitante[41].

Considerando tipo de ventiladores axiales de las máximas características requeridas, es decir, caudal máximo de 6000 m³/h, diámetro de 500mm; obtenemos un ventilador de 2800 RPM compuesto de 8 alabes [42]. De estos datos obtendremos la frecuencia de resonancia del ventilador. (1 RPM <> 0,016 Hertz) [43]

$$f_{\text{ventilador}} = 2800 \text{ RPM} \times \left(\frac{1 \text{ hertz}}{60 \text{ RPM}} \right)$$

$$f_{\text{ventilador}} = 46.67 \text{ Hz}$$

En general, la discretización de sistemas continuos permite obtener respuestas que reproducen adecuadamente su comportamiento. Las respuestas libre y forzada del sistema pueden expresarse como una superposición de sus modos naturales, cuyas contribuciones se determinan a partir de las condiciones iniciales del sistema.

Para el análisis de vibración en el sistema diseñado, producto de la frecuencia que genera el ventilador sobre el ducto de ensayo, se considero como una viga simple apoyada; el cual está compuesto de una longitud total de 5m, y la distribución de apoyos estarán espaciados 1.40m (claro permisible), tal como se muestra en la siguiente figura:

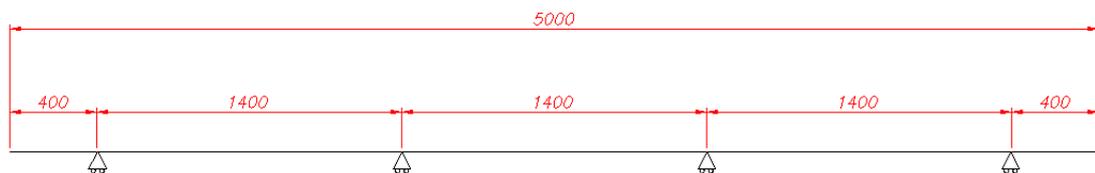


Figura 2.6. Distribución de apoyos sobre ducto (mm). Creación propia

En la siguiente figura, se muestra la oscilación que se produce en una viga simplemente apoyada, donde la frecuencia natural de vibración se determina de acuerdo al modo (n) o distribución en la que se encuentre la viga.

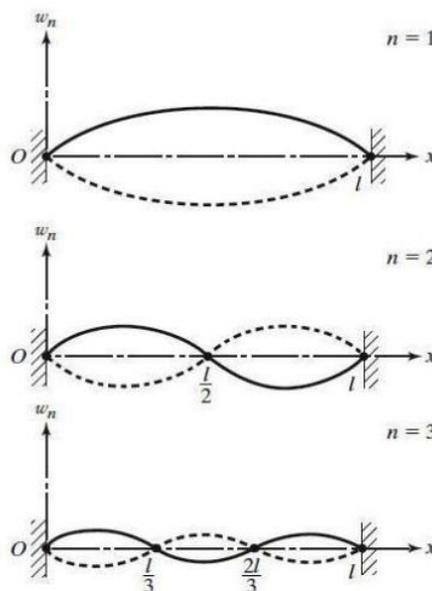


Figura 2.7. Solución correspondiente al modo n-ésimo. [44]

Para determinar la ecuación diferencial de vibraciones laterales de vigas, se considera las fuerzas y momentos actuando en el elemento de viga según se indica en la figura a.

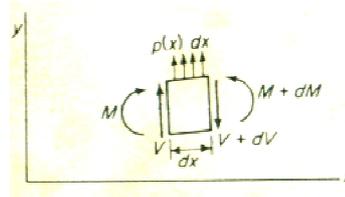


Figura 2.8. Elemento diferencial de viga.

Para una viga que vibra con respecto a su posición de equilibrio estático, bajo su propio peso, la carga por unidad de longitud es igual a la carga de inercia debida a su masa y aceleración. Como la fuerza de inercia está en la dirección de $p(x)$, y asumiendo un movimiento armónico

$$p(x) = \rho \omega^2 y \quad (2.42)$$

Con la ecuación (2.42), la expresión para determinar la vibración lateral de la viga se reduce a:

$$\frac{d^4}{dx^2} \left(EI \frac{d^2 y}{dx^2} \right) - \rho \omega^2 y = 0 \quad (2.42a)$$

En el caso especial en que el modulo de elasticidad (E) y el momento de inercia de la sección (I) sean constantes, la ecuación (2.43) puede escribirse como:

$$EI \frac{d^4 y}{dx^4} - \rho \omega^2 y = 0 \quad (2.42b)$$

Considerando la expresión:

$$\beta^4 = \rho \frac{\omega^2}{EI} \quad (2.42c)$$

Obtenemos la ecuación diferencial de cuarto orden para la vibración de viga uniforme.

$$\frac{d^4 y}{dx^4} - \beta^4 y = 0 \quad (2.42d)$$

La solución de la ecuación diferencial determina las frecuencias naturales de vibración como:

$$\omega_n = (\beta_n l)^2 \sqrt{\frac{EI}{\rho l^4}} \quad (2.42e)$$

Donde:

ω_n : frecuencia natural,

$(\beta_n)^2$: valor que depende de la configuración de la viga.

E : Modulo de elasticidad (Pa)

I : Momento de Inercia de la sección (m^4)

ρ : masa por unidad de longitud de la viga. (kg/m)

l : Longitud de la viga (m)

El valor de $(\beta_n l)$ se puede determinar de las siguientes tablas:

Tabla 2.3. Modelado de sistemas vibratorios. [46]

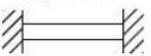
Condiciones en los extremos de la viga	Ecuación de frecuencia	Modo (función normal)	Valor de $\beta_n l$
Ambos extremos articulados 	$\text{sen } \beta_n l = 0$	$W_n(x) = C_n[\text{sen } \beta_n x]$	$\beta_1 l = \pi$ $\beta_2 l = 2\pi$ $\beta_3 l = 3\pi$ $\beta_4 l = 4\pi$
Ambos extremos libres 	$\text{cos } \beta_n l \cdot \text{cosh } \beta_n l = 1$	$W_n(x) = C_n[\text{sen } \beta_n x + \text{senh } \beta_n x + \alpha_n (\text{cos } \beta_n x + \text{cosh } \beta_n x)]$ donde $\alpha_n = \frac{\text{sen } \beta_n l - \text{senh } \beta_n l}{\text{cosh } \beta_n l - \text{cos } \beta_n l}$	$\beta_1 l = 4.730041$ $\beta_2 l = 7.853205$ $\beta_3 l = 10.995608$ $\beta_4 l = 14.137165$ ($\beta l = 0$ para el modo de cuerpo rígido)
Ambos extremos empotrados 	$\text{cos } \beta_n l \cdot \text{cosh } \beta_n l = 1$	$W_n(x) = C_n[\text{senh } \beta_n x - \text{sen } \beta_n x + \alpha_n (\text{cosh } \beta_n x - \text{cos } \beta_n x)]$ donde $\alpha_n = \frac{\text{senh } \beta_n l - \text{sen } \beta_n l}{\text{cos } \beta_n l - \text{cosh } \beta_n l}$	$\beta_1 l = 4.730041$ $\beta_2 l = 7.853205$ $\beta_3 l = 10.995608$ $\beta_4 l = 14.137165$

Tabla 2.4. Valores numéricos de $(\beta_n l)^n$. [47]

Configuración de la viga	$(\beta_1 l)^2$ Fundamental	$(\beta_2 l)^2$ Segundo modo	$(\beta_3 l)^2$ Tercer modo
Simplemente apoyada	9,87	39,5	88,9
Voladizo	3,52	22,0	61,7
Libre	22,4	61,7	121,0
Empotrada doble	22,4	61,7	121,0
Empotrada articulada	15,4	50,0	104,0
Articulada libre	0	15,4	50,0

De acuerdo a las consideraciones iniciales:

- viga simplemente apoyada
- Distribución de apoyos (tercer modo).

De la ecuación (2.47) y considerando:

E: $2.1 \times 10^5 \text{ N/mm}^2$

I: $9.93 \times 10^{-5} \text{ m}^4$

ρ : 25.03 kg/m

L: 5 m, se obtiene:

$$\omega_n = 88.9 \sqrt{\frac{2.1 \times 10^5 \times 1000^2 \times 9.93 \times 10^{-5}}{25.03 \times 5^4}}$$

$$\omega_n = 3245.75 \text{ rad/s}$$

$$f_n = \omega_n \times \left(\frac{1}{2\pi}\right)$$

$$f_n = 516.58 \text{ Hz}$$

De lo que se comprueba que el claro seleccionado (1.4m) cumple nuevamente con los requerimientos de diseño debido a que $f_n > f_{\text{ventilador}}$, lo que indicaría que no se vería afectado por la fatiga ocasionada por las vibraciones del motor del ventilador.

$$f_n > f_{\text{ventilador}},$$

$$516.58 \text{ Hz} > 46.67 \text{ Hz}$$

Adicional a esto y para evitar problemas de vibraciones y/o efectos sísmicos en la estructura soporte de ducto y mesa soporte del ventilador, se considera un Amortiguador Cónico - Silentblock. Serie A, ubicado en la base. Estos amortiguadores se utilizan para la amortiguación de vibraciones internas de la máquina (motores, bombas, grupos hidráulicos, etc.) o bien para inhibir la vibración de partes de una máquina y que esta vibración no se transmita al exterior o se transmita lo menos posible. Estos componentes se utilizan en compresión y cizallamiento, mitigando el efecto por vibraciones. Del catalogo de un proveedor se tiene.

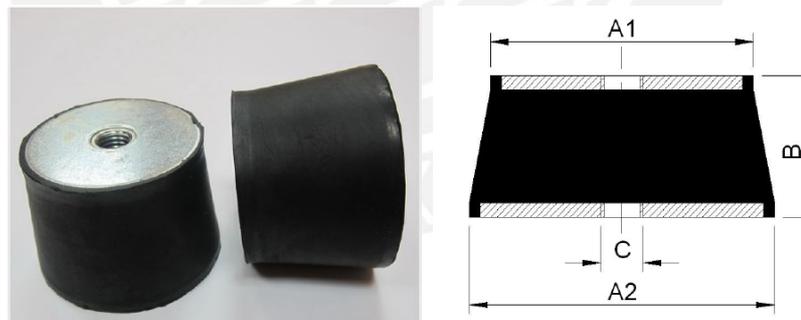


Figura 2.9. Características de Amortiguador Cónico - Silentblock. [48]

Características del amortiguador anti vibratorio

- Dureza: 60 Shore
- Carga: 150-250 kg.
- A1: 70mm
- A2: 80mm
- B: 58mm
- C: M12.

2.4.5 Consideraciones del ruido durante el ensayo.

El ruido generado dentro del recinto de ensayo será medido a través de un sonómetro para rango de nivel de ruido: 40-130 dB. De catálogo de ventiladores con las características requeridas para el banco se obtiene la siguiente tabla.

Tabla 2.5. Características de ventiladores axiales. [49]

Potencia (HP)	Caudal (CFM)	Caudal (m ³ /h)	dBA	RPM	Peso (lbs)	# Alabes
0.33	2565	4357.96	69	1140	80	3
0.25	2583	4388.54	71	1140	80	6
0.33	2720	4621.31	77	1725	80	3
0.25	2931	4979.80	77	1725	80	6
0.25	2978	5059.65	76	1725	80	4
0.33	3044	5171.78	71	1140	80	4
0.25	3279	5571.05	68	1140	80	3
0.50	3307	5618.62	80	1725	80	6
0.33	3443	5849.69	81	1725	80	6
0.33	3594	6106.24	77	1725	80	3
0.25	3885	6600.65	70	1140	80	4
0.75	3916	6653.32	79	1725	80	3
0.50	3958	6724.68	78	1725	80	4
0.75	4127	7011.81	81	1725	80	3
0.75	4338	7370.30	81	1725	80	6
1.00	5156	8760.09	83	1725	80	3
0.75	5207	8846.74	80	1725	80	4
1.00	5346	9082.90	82	1725	80	6

De la tabla 2.5 se aprecia que el rango de decibelios se encuentra entre [68-83]dBA, donde el ruido permisible para el Perú se obtiene de la tabla 2.6

Tabla 2.6. Límites máximos permisibles para ruidos en el Perú [50]

LMP para ruidos de las actividades de construcción en $LA_{eq}T$, el cual esta expresado en dB (A)		
Actividades de la Construcción en Áreas de Sensibilidad Acústica ¹	Horario Diurno Para ruidos producidos entre las 7:00 y 19:00 horas	Horario Nocturno ² (Después de las 19 horas y antes de las 7 horas del día siguiente)
1. Zona de protección especial, zona residencial, oficinas, centros de investigación (duración de ruido no mayor a 8 horas en este nivel).	75	No se podra realizar obras
2. Zona comercial, campos deportivos, estacionamientos, centros de recreación (duración de ruido no mayor a 10 horas en este nivel).	80	70
3. Zona industrial, autopistas, líneas férreas, y aeropuertos (duración de ruido no mayor a 12 horas en este nivel).	85	75

Considerando el rango de operación del ventilador y el máximo permisible, se recomienda emplear protectores auditivos para mitigar el ruido y molestias generadas, adicionalmente se puede considerar paneles acústicos recubriendo el recinto para la emisión del ruido a exteriores.

2.4.6 Dimensionamiento de la base de la mesa soporte del ventilador

De catálogos de ventiladores, para un caudal promedio de 6000 m³/h, se tiene un peso total aproximado de 150kg (peso del ventilador, peso del motor, peso de accesorios). Este peso será distribuido equitativamente en la base de la mesa soporte, dándonos un peso de $F=37,5$ Kg. por cada uno de los perfiles que componen la mesa. La mesa tendrá una longitud de 0.80 m a lo largo (eje del ventilador), y 0.65m de ancho, como se muestra en la figura 2.10:

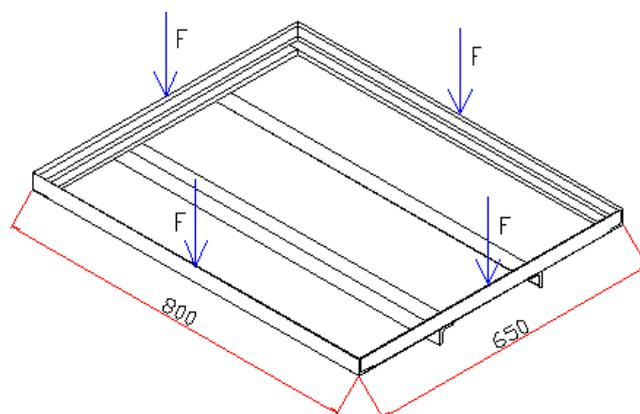


Fig.2.10. Dimensiones y cargas sobre la base de mesa soporte. Creación propia

Cada una de las vigas que componen la mesa, están sometidas al caso de una viga simplemente apoyada con carga concentrada en el centro. De acuerdo a la AISC tenemos:

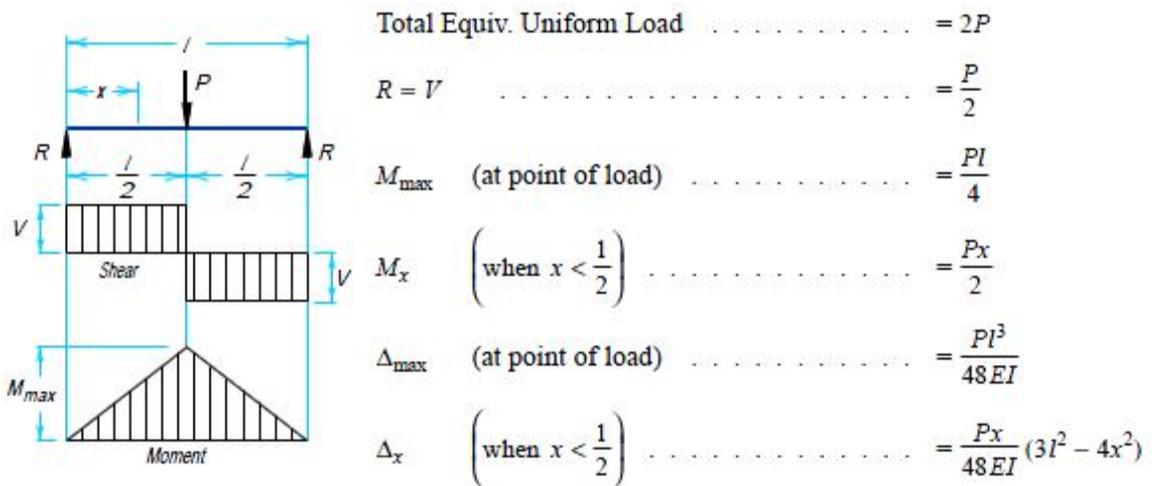


Fig.2.11. Distribución de cargas en objeto con 2 puntos de apoyo. [51]

El momento máximo para esta configuración esta dado como $M_{max} = \frac{Fl}{4}$. Donde "l" es tomado como la longitud mayor (l = 0.80m).

Mmax = 7,5 Kg.-m.

Además sabemos que

$$\boxed{\sigma_f = \frac{M_f \cdot c}{I}} = \boxed{\sigma_f = \frac{M_f}{\frac{I}{c}}} = \boxed{\sigma_f = \frac{M_f}{s}} \quad (2,43)$$

Donde s = Modulo de Sección.

El material de la viga es ASTM A -36 tiene un $\sigma_f = 2530 \text{ kg / cm}^2$. [52]. Este valor es multiplicado por un Factor de 0.6, según recomendaciones tomadas de la AISC[53], con lo cual se trabaja con un valor de $\sigma = 2530 \cdot 0.6 = 1520 \text{ kg / cm}^2$. Y se obtiene como resultado.

$$\boxed{\sigma_f \geq \frac{M_f}{s}} = \boxed{s \geq \frac{M_f}{\sigma} = \frac{M_f \cdot 100}{1520}} \quad (2,44)$$

En donde el factor de 100 aparece por conversión de unidades del Momento flector cuando Mf esta expresado en kg.-m.

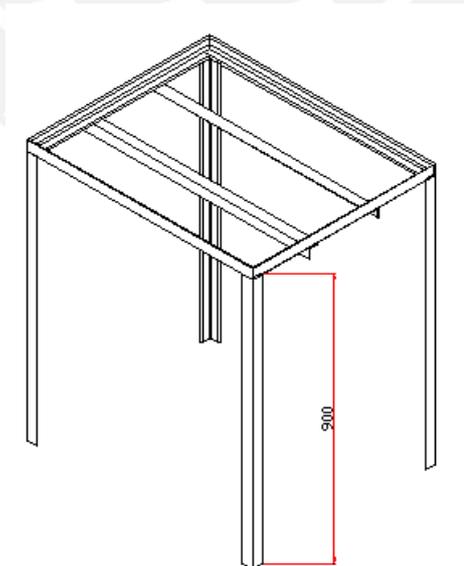
$$S \geq 0.49 \text{ cm}^3 \leftrightarrow 0.03 \text{ pulg}^3$$

De un proveedor de materiales. (Anexo 7) escogemos un ángulo estructural de alas iguales que cumpla con esta igualdad, de lo que determinamos un L 1½ x 1½ x 3/16. Además se le adicionara a la base de la mesa 2 perfiles que servirán de apoyo para las uniones atornilladas del ventilador y sostengan el mismo.

Cuando se empleen ventiladores de menor o mayor diámetro al ducto de ensayo, se le puede adicionar un tablón de madera de forma rectangular que cubra los perfiles laterales de la mesa y de espesor mayor a la altura del ángulo estructural de preferencia (Ver planos)

2.4.7 Dimensionamiento de las columnas de la mesa soporte del ventilador

Dada la configuración de la estructura de la mesa, se aprecia que las columnas no solo se encuentran sometidas a compresión debido al peso, sino que también existe flexión por el desfase que existe entre el lugar donde actúa la fuerza y el centroide del perfil. Este estado combinado de fuerzas hace que las teorías clásicas de pandeo (compresión) y flexión pura no sean las más adecuadas para el cálculo. Por ello se recurre al manual de AISC "MANUAL OF STEEL CONSTRUCTION – LOAD AND RESISTANCE FACTOR DESIGN" en donde se formulan teorías válidas para el caso de estructuras: flexo-compresión.



Estructura sometidos a compresión y flexión

Fig.2.12. Dimensiones de la estructura de la mesa. Creación propia

Consideraciones para el cálculo

- Se considera Angulo estructural de alas iguales L 2"x2"x3/16 para el cálculo de las columnas con un área de 464,52 mm², sin embargo la elección final dependerá de verificar también la rigidez (flecha admisible).
- Otra consideración es que asumimos como material un ASTM A36 o un equivalente en DIN al St37.

Cuando el ventilador a ensayar sea tuboaxial y no cuente con soportes, se le puede adicionar una silleta para que se pueda apoyar y mantenga la estabilidad durante el ensayo

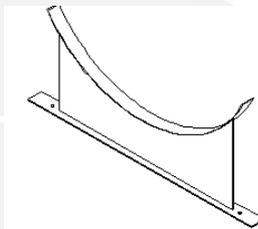


Figura 2.13. Silleta para Ventilador tubo axial

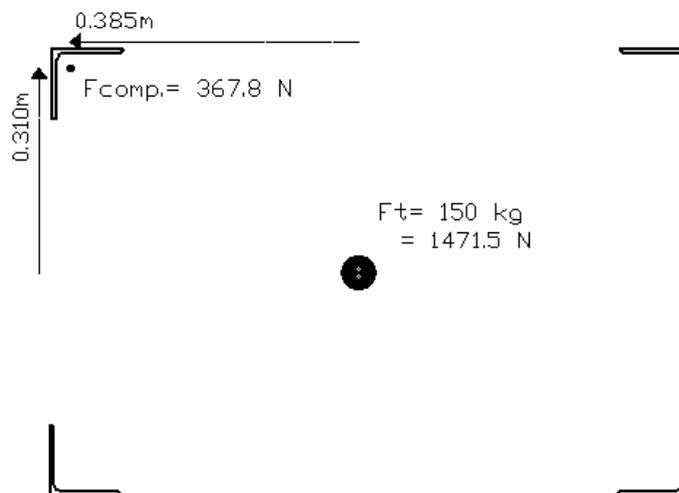


Fig.2.14. Vista de planta de las columnas sometidas a compresión y flexión. Creación propia

- De acuerdo a la norma empleada se debe trabajar con valores en el sistema inglés, para ello primero se calcula [54]:

$$\frac{Pu}{\phi Pn} = \frac{0,11}{0,9 \cdot 36} = 0,0035 < 0.2$$

Donde: P_u : Esfuerzo de compresión en la columna = 114.87 psi
 P_n : Resistencia del material = 36 ksi
 Φ : Factor de resistencia por compresión = 0,90

De acuerdo a esta desigualdad según AISC se debe usar la siguiente relación [55]:

$$\left| \frac{P_u}{2\Phi P_n} + \left(\frac{M_{1w}}{\Phi_b M_{nw}} + \frac{M_{1z}}{\Phi_b M_{nz}} \right) \right| \leq 1.0 \quad (2.45)$$

Donde: M_{1w} : Esfuerzo de flexión = 6693,94 psi

$$M_f = \frac{1471,5 \cdot 0,385}{4} = 141,91 N.m \rightarrow \sigma_{flexion} = \frac{1255,99(1,44)}{0,27} = 6693,94 \text{ psi}$$

M_{1z} : Esfuerzo de flexión = 5392,46 psi

$$M_f = \frac{1471,5 \cdot 0,310}{4} = 114,32 N.m \rightarrow \sigma_{flexion} = \frac{1011,79(1,44)}{0,27} = 5392,46 \text{ psi}$$

M_n : Resistencia a la flexión pulsante = 320 Nmm² = 46412,06psi

Φ_b : Factor de resistencia por flexión = 0,9

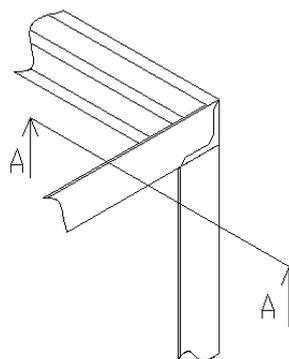
Por lo tanto reemplazando en la expresión anterior.

Reemplazando en la relación 2.45, se obtiene 0,291; entonces vemos que

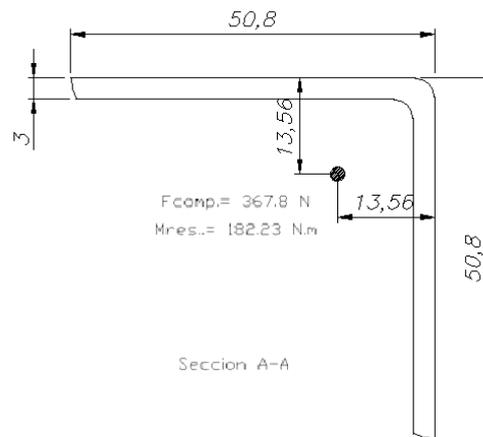
$$0,291 < 1.0$$

De lo que se deduce que cumple por flexo – compresión.

La soldadura para la unión de entre la mesa base y las columnas se determinaran de acuerdo al Libro de Diseño de Uniones Soldadas – Jorge Rodríguez. PUCP. Donde la disposición de soldadura forma la siguiente figura



a) Corte en vigas



b) Detalle de disposición de carga y momento Resultante.

Fig.2.15. Vista y Sección que une la columna con la mesa (en mm). Creación propia

Como se muestra en la figura 2.15, la soldadura formara una sección de alas iguales con una longitud de 50.8 mm, el espesor de soldadura se asume de 3mm. El centroide de la figura descrita se encuentra a 13.56 mm del ala superior.

Esta sección soporta una carga de 367.8 N en compresión y un Momento resultante igual a

$$M_{res} = \sqrt{141,91^2 + 114,32^2} = 182,23 \text{ N.m} \Leftrightarrow 182229,28 \text{ N.mm.}$$

Los esfuerzos aplicados que se aplican son:

$$\sigma_{Com} = \frac{367,8}{50,8 \cdot 3 \cdot 2} = 1,21 \text{ N/mm}^2$$

El esfuerzo por flexión esta dado como

$$\sigma_f = \frac{M_f \cdot c}{I}$$

Donde:

I = Inercia de la figura; igual a 79083.97 mm⁴

C = 37.24 mm

$$\sigma_f = \frac{182229,28 \cdot (37,24)}{79083,97} = 85,81 \text{ N/mm}^2$$

Para esfuerzos por soldadura se tiene [56]:

$$\sigma_{equi} = \sqrt{(\sigma_c + \sigma_f)^2 + \alpha(\tau^2)} \quad (2.46)$$

$$\sigma_{equi} = \sqrt{(\sigma_c + \sigma_f)^2} = 87,02 \text{ N/mm}^2$$

El esfuerzo del material es $\sigma_{st37} = 36000 \text{ psi} = 248,21 \text{ N/mm}^2$

Además debe de cumplir que

$$\sigma_{equi} \leq \sigma_{adm} = \nu \cdot \nu_2 \cdot \sigma_f \quad (2.47)$$

Donde:

El esfuerzo del material es $\sigma_{st37} = 36000 \text{ psi} = 248,21 \text{ N/mm}^2$

$\nu = 0,8$, Costuras en ángulo para cualquier sollicitación. [57]

$\nu_2 = 0,8$, Factor de calidad II, Costuras en ángulo para cualquier sollicitación.[58]

Resultando $87,02 \leq \sigma_{adm} = (0,8) \cdot (0,8) \cdot 248,21$
 $87,02 \text{ N/mm}^2 \leq 158,85 \text{ N/mm}^2$. Cumple la soldadura

La soldadura se hará por arco eléctrico manual o conocido como SMAW con un cordón de 3mm, el material de aporte es E7010. Esta misma dimensión de cordón y material se empleara para soldar las uniones de la mesa.

2.4.8 Dimensionamiento de los soportes del ducto

Como se vio en el inciso 2.3.3, el claro permisible que se puede dar para este diseño es de 1.60 m de claro, por lo tanto escogeremos como la distancia entre 2 apoyos igual a 1,40 m. Los apoyos tendrán una sección compuesta tubular circular y estarán sometidos a carga de compresión, además cada dos (2) apoyos estarán emperrados para que formen un soporte rígido y tengan mejor equilibrio.

Para mantener una mayor precisión con respecto al nivel de altura del ducto, el apoyo contara con una silleta en forma de "U" que sirve para asentar el ducto y soldado a una barra roscada (esparrago). Esta barra por ayuda de una rueda que cumple la función de tuerca, es la que le permite nivelar la posición del ducto, ver figura 2.16.

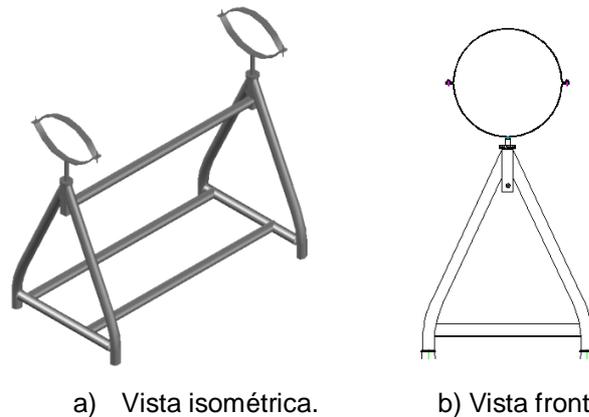


Fig.2.16. Esquema de soporte de Ducto. Creación Propia

El apoyo que estará sometido a mayor carga, es el que se encuentra cerca al ventilador (Pto. A), dado que además de soportar parte del peso del ducto, también tiene que soportar parte del peso del ventilador.

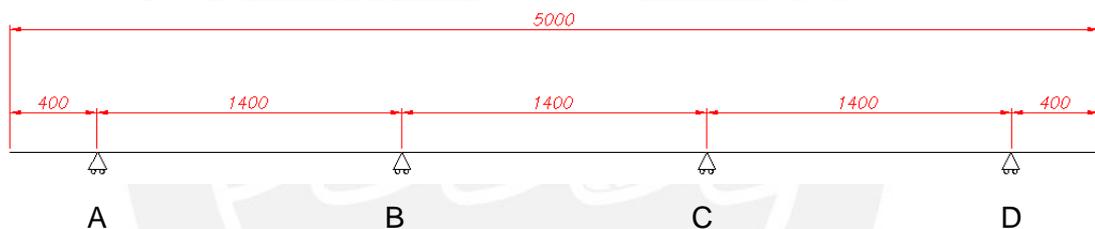


Fig.2.17. Diagrama de apoyos que soportan el ducto (en m). Creación propia

La carga axial que soporta el Pto A es igual a

$$A = 96.62 \text{ kg} = \text{Parte del peso del ventilador} + \text{Ducto} + \text{Contenido}$$

Se considera un tubo circular de 1" de diámetro nominal para el cálculo de los apoyos, con un área de $254,34 \text{ mm}^2$; sin embargo la elección final dependerá de verificar que los esfuerzos de diseño sean menores a los esfuerzos de admisión (por compresión y pandeo).

Características de la sección [59].

E: Modulo Elástico; $200\,000 \text{ MPa}$

I: Momento de Inercia; $29\,894,75 \text{ mm}^4$

S: Modulo de Sección; $1800,89 \text{ mm}^3$

r: Radio de giro; $10,8416 \text{ mm}$

- Análisis de esfuerzo por compresión

El material del tubo es SAE 1010 con esfuerzo a la rotura $\sigma_B = 30 \text{ kg/mm}^2$. Con un Factor de seguridad (F.S.) igual a 2. [60].

$$\sigma_c = \frac{F}{A} = \frac{96,62}{254,34} = 0,38 \text{ kg/mm}^2$$

$$\sigma_c \leq \frac{\sigma_B}{F.S.} \rightarrow 0,38 \text{ kg/mm}^2 \leq 15 \text{ kg/mm}^2. \text{ No falla por compresión}$$

La resistencia de diseño en compresión $\phi_c P_n$ [61]. debe ser determinada de la siguiente manera

P_n : Resistencia axial nominal; N

Siendo P_n , la resistencia máxima que puede soportar la sección en análisis.

$$\phi_c = 0,90$$

- Límites de esbeltez y Longitud efectiva.

El factor de longitud efectiva K , para calcular la esbeltez de la columna KL/r , se recomienda que no sea mayor a 100 para miembros a pandeo[62]. Este factor está definida como:

$K=1$ factor de largo efectivo en el plano de flexión, basado en la hipótesis que no hay desplazamiento lateral.

L = Longitud, (mm).

r = radio de giro.

$$\frac{kL}{r} = \frac{1 \cdot 1000}{10,8416} = 92,24 \text{ (Dentro del rango)}$$

La resistencia de compresión nominal P_n , debe ser determinada basándose en el estado de pandeo por flexión.

$$P_n = F_{cr} \cdot A_g. \quad (2.48).$$

Donde A_g . Es el área bruta del miembro en mm^2

La tensión de pandeo por flexión, F_{cr} (Mpa), se determina de acuerdo a la figura 2.18.

$$(a) \text{ Cuando } \frac{KL}{r} \leq 4.71 \sqrt{\frac{E}{F_y}} \quad (\text{o } F_e \geq 0.44 F_y)$$

$$F_{cr} = \left[0.658 \frac{F_y}{F_e} \right] F_y$$

$$(b) \text{ Cuando } \frac{KL}{r} > 4.71 \sqrt{\frac{E}{F_y}} \quad (\text{o } F_e < 0.44 F_y)$$

$$F_{cr} = 0.877 F_e$$

Fig.2.18. Calculo de la tensión de pandeo por flexión. [63]

Donde

F_y = Tensión mínima de Fluencia, (250Mpa).

F_e = Tensión crítica de pandeo elástico (Mpa), determinado por la siguiente relación:

$$F_e = \frac{\pi^2 E}{\left(\frac{kL}{r}\right)^2} \quad (2.49)$$

$$F_e = 232 \text{ Mpa}$$

$$4,71 \sqrt{\frac{E}{F_y}} = 133,22 \text{ Mpa} \quad (2.50)$$

De acuerdo a la figura 2.18, nos encontramos en el caso a), entonces:

$$F_{cr} = \left[0.658 \frac{F_y}{F_e} \right] \cdot F_y = F_{cr} = 159,24 \text{ Mpa}$$

Entonces la resistencia de compresión nominal queda expresada como

$$P_n = 159,24 \cdot 254,34 = 40,50 \text{ kN}$$

Comparando este valor con la compresión de diseño

$$96,62 \text{ kg} = 0,95 \text{ kN} < 40,50 \text{ kN}$$

Se puede decir que la sección soportara la carga a la cual esta sometida.

2.4.9 Accionamiento del Tubo de Pitot y diseño del enderezador de Flujo

El material de tubo de Pitot tipo L es acero inoxidable 316L y tiene una longitud de 500mm vertical y 96mm de cabeza elipsoidal. Estará ubicado después del enderezador de flujo; y la cabeza elipsoidal deberá estar alineada paralelamente al eje del ducto.

Los puntos de toma se muestran en la figura 1.10. Para poder realizar esta 24 tomas repartidas en 3 diámetros, se empleara un redocople hecho de plancha galvanizada, el cual a la a vez sirve como unión entre ductos. La ventaja de este elemento es que une tubos por la parte externa y a la vez es liso permitiendo girar sobre su eje y manteniendo su posición por medio de abrazaderas.



Fig.2.19. Detalle de redocople. [64]

La posición del tubo de Pitot respecto a su eje axial esta determinada por un Racor deslizante en teflón para tubos Pitot, el cual no solo nivela el tubo sino que también lo sujeta, permitiendo que este no se mueva en cada medida. El conjunto del Pitot con el racor estará atornillado sobre el redocople.



Fig.2.20. Detalle de racor deslizante en teflón. [65]

Las medidas serán graduadas con una regleta de aluminio, el cual se toma como nivel de referencia la salida de la toma de la presión estática del tubo.

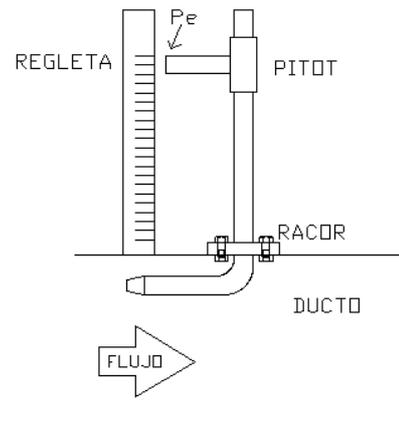


Fig.2.21. Esquema de medición de Presión. Creación propia

Las medidas a tomar partiendo desde la parte superior de la regleta son:

- $482 \pm 0.5 \text{ mm}$.
- $442 \pm 0.5 \text{ mm}$
- $408 \pm 0.5 \text{ mm}$
- $328 \pm 0.5 \text{ mm}$
- $172 \pm 0.5 \text{ mm}$
- $92 \pm 0.5 \text{ mm}$
- $58 \pm 0.5 \text{ mm}$
- $18 \pm 0.5 \text{ mm}$

Se está considerando una medida adicional, ubicada a $250 \pm 0.5 \text{ mm}$ partiendo de la parte superior de la regleta, la cual nos da el valor de velocidad en el punto medio del ducto.

El enderezador de flujo es del Tipo estrella como se muestra en la figura 1.12, es diseñado con planchas de Aluminio, de espesor de 1mm y soldadas en ángulo. El tipo de soldadura es TIG, el cual es especialmente apto para unión de metales de espesores delgados, debido al control preciso del calor del arco y la facilidad de aplicación con o sin metal de aporte.

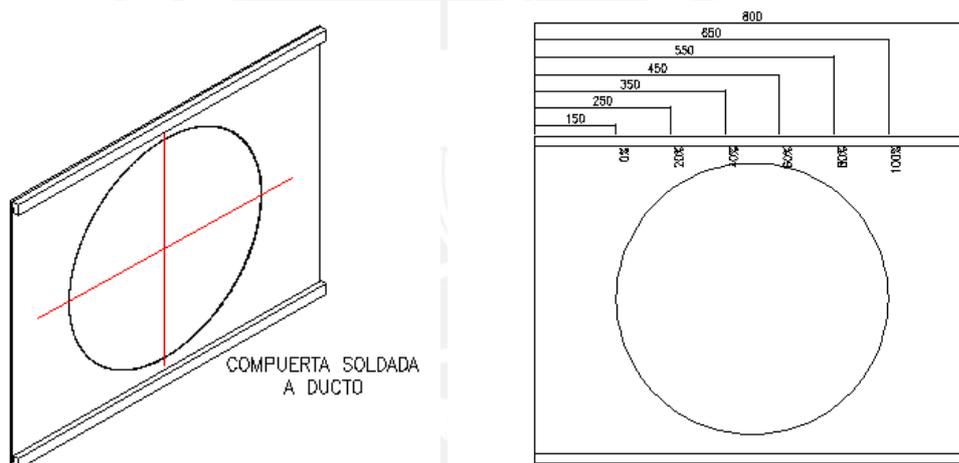
2.4.10 Obturador de Flujo.

El obturador o variador de flujo de volumen (caudal) esta compuesto por una compuerta de plancha galvanizada de 1 mm de espesor soldada a la salida del ducto de ensayo;

este a su vez esta atornillado a dos ángulos de aluminio de 1/2" de espesor en sus extremos que hacen la función de corredera. La compuerta esta graduada para poder regular el porcentaje de apertura a la salida del ducto, de esta forma poder variar el caudal. (Ver figura 2.22)

El regulador de caudal esta hecho de plancha de aluminio de 2mm de espesor, el cual sirve para cerrar la salida del ducto al porcentaje de ensayo deseado. Los porcentajes de apertura van de 0% a 100% en progresión de 20 (0, 20, 40, 60, 80, 100%). (Ver figura 2.23)

Para un mejor manejo del regulador, esta cuenta con un asa en uno de sus extremos, el cual permite la fácil manipulación y regulación de apertura.



a) Compuerta soldada a Ducto, b) Escala Porcentual de apertura

Fig.2.22. Esquema de Compuerta soldada. Creación propia

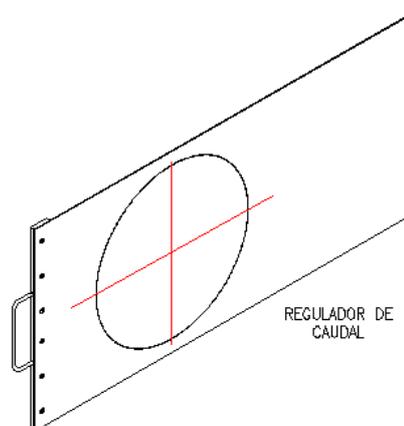


Fig. 2.23. Regulador de caudal. Creación propia

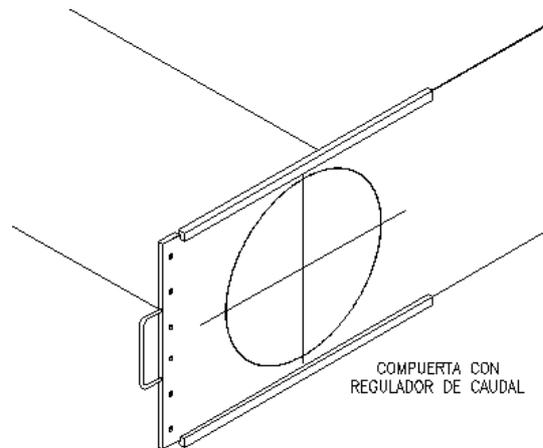


Fig.2.24. Compuerta y Regulador de Caudal Montado. Creación propia



REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- [1]. International Standard ISO 5801. *Industrial fans – Performance testing using standardized airway*. 2th Edition, 2007-12-15, p. 20
- [2]. Idem, p. 136 [Imagen]
- [3]. Idem, p. 23.
- [4]. Idem, p. 20.
- [5]. Idem, p. 67.
- [6], [7]. Idem, p. 36.
- [8]. Idem, p. 27.
- [9], [10], [11]. Idem, p. 28.
- [12]. Idem, p. 30.
- [13],[14], [15]. Idem, p. 94.
- [16], [17]. Idem, p. 37.
- [18]. Idem, p. 40.
- [19], [20]. Idem, p. 106.
- [21]. Idem, p. 152.
- [22]. Idem, p. 153.
- [23]. Idem, p. 153 y 154.
- [24]. Idem, p. 155.
- [25]. Idem, p. 155.
- [26]. Idem, p. 163.
- [27]. Idem, p. 155 y 156.
- [28]. Idem, p. 59 [Imagen].
- [29]. Velocidad del sonido en diferentes medios.
Consulta: 02 de febrero de 2011
<<http://hyperphysics.phy-astr.gsu.edu/hbasees/tables/soundv.html>>
- [30]. MEGYESY. Eugene F., "Manual de Recipientes a Presión, Diseño y Calculo", Grupo Noriega Editores, 1992, México, p. 14.
- [31]. KANNAPPAN, Sam, "Introducción al Análisis de Esfuerzos de Tuberías", Tennessee, 2008, México, p. 22, 23.
- [32]. ASME / ANSI B31.3-2004, tabla 304.1.1, p. 20.

- [33]. ASME / ANSI B31. 3-2004, tabla 302.3.3C, p. 16.
- [34]. MEGYESY, Eugene F., "Manual de Recipientes a Presión, Diseño y Calculo", Grupo Noriega Editores, 1992, México, p. 142.
- [35]. Laminas Galvanizadas
Consulta: 12 de abril 2013
<<http://www.ferreteriagoa.com/Lamina-Galvanizada.pdf>>
- [36]. RODRIGUEZ, Jorge. *Resistencia de materiales 2*. Lima: Pontificia Universidad Católica del Perú, 2010, p. 1-29
- [37]. Catálogo de Industrias y Servicios El Tigre S.A.
Consulta: 18 de junio de 2012
<<http://www.iys-el-tigre.com/index.php/ductos-flexibles-de-ventilacion.>>
- [38]. KANNAPPAN, Sam, "Introducción al Análisis de Esfuerzos de Tuberías", Tennessee, 2008, México, p. 34.
- [39]. BEER, Ferdinand. *Mecánica Vectorial para Ingenieros*. Mc Graw Hill /Interamericana S.A., México, 8va Edición, 2007, p.487
- [40]. MANUAL OF STEEL CONSTRUCTION, Load & Resistance Factor Design, AISC, 2da Edition, 1994, p. 4-190.
- [41]. KANNAPPAN, Sam, "Introducción al Análisis de Esfuerzos de Tuberías", Tennessee, 2008, México, p. 155.
- [42]. FANS AND VENTILATORS GREENHECK, Vane axial, abril, 2001, p. 9.
- [43] CONVERSIONS AND CALCULATIONS
Consulta: 12 de agosto 2013
<<http://www.aqua-calc.com/convert/frequency/hertz-to-revolution-per-minute>>
- [44]. Vibración transversal de una cuerda ideal
Consulta: 18 de noviembre de 2013
<http://www.efn.unc.edu.ar/departamentos/estruct/vibraciones/NotasDeClase/Cap10_2013.pdf>
- [45] THOMSOM, William; "Teoria de Vibraciones - *Aplicaciones* ", Editorial PRENTICE/Hall Internacional, 1983, Madrid, p 218.
- [46]. Vibración transversal de una cuerda ideal
Consulta: 18 de noviembre de 2013
<http://www.efn.unc.edu.ar/departamentos/estruct/vibraciones/NotasDeClase/Cap10_2013.pdf>
- [47]. THOMSOM, William; "Teoria de Vibraciones - *Aplicaciones* ", Editorial PRENTICE/Hall Internacional, 1983, Madrid, p 220.
- [48]. Catalogo – Amortiguadores antivibratorios silentblocks
Consulta: 18 de noviembre de 2013
<<http://www.eganasl.com/es/ar/1046/a-70.html>>
- [49]. TBI Ctalog- R, GREENHECK, Catalogo de ventiladores tubo axiales, 1999, Revisión 1.
- [50]. Ministerio de Vivienda y Construcciones de Perú; Límites máximos permisibles para ruidos de la actividad de la construcción, DECRETO SUPREMO N° 085-2003-PCM

- [51] MANUAL OF STEEL CONSTRUCTION, Load & Resistance Factor Design, AISC, 2da Edition, 1994, p. 4-192.
- [52]. Idem, p. 1-15
- [53]. MANUAL OF STEEL CONSTRUCTION, Load & Resistance Factor Design, AISC, 2da Edition, 1994, p. 6-163.
- [54]. Idem, p. 6-59.
- [55]. Idem, p. 6-59.
- [56]. RODRIGUEZ, Jorge. *Diseño de uniones soldadas*. Lima: Pontificia Universidad Católica del Perú, 2009, p. 3-17
- [57]. Idem, p. 3-13.
- [58]. Idem, p. 3-14.
- [59]. MANUAL OF STEEL CONSTRUCTION, Load & Resistance Factor Design, AISC, 2da Edition, 1994, p. 1-121.
- [60]. RODRIGUEZ, Jorge. *Resistencia de materiales 2*. Lima: Pontificia Universidad Católica del Perú, 2010, p. 1-29.
- [61]. MANUAL OF STEEL CONSTRUCTION, Load & Resistance Factor Design, AISC, 2da Edition, 1994, p. 6-281.
- [62]. MANUAL OF STEEL CONSTRUCTION, Load & Resistance Factor Design, AISC, 2da Edition, 1994, p. 3-15.
- [63]. Idem, p. 6-193.
- [64] TurboDuctos Redondos: RedoCople
Consulta: 18 de junio de 2013
<<http://www.ventdepot.com/mexico/equiposyproductos/ductos/redondos/redocopledeunion/index.html>>
- [65] Accesorios de Pitot- RACOR
<<http://www.crouzet.es/catalogo/reguladores-de-temperatura-sondas-de-temperatura-sondas-de-temperatura-pt100-y-termopar-termopar-pt100-ref-79696033.htm>>

CAPITULO 3

PRESUPUESTO DEL PROYECTO

El presupuesto es el cálculo anticipado de los ingresos y gastos de una actividad económica. A la vez nos proporciona un plan de acción dirigido a cumplir una meta prevista, expresada en valores y términos financieros.

Es por ello que en este capítulo se analiza los costos involucrados para realizar la fabricación, instalación y puesta en marcha del banco de ensayos. Los materiales y diseño deberán cumplir con las especificaciones de la normativa técnica aplicada, principios y cálculos desarrollados en los capítulos 1 y 2. De esta forma se detallará el listado de materiales y costos de los mismos que hacen factible el correcto funcionamiento del banco para ensayos de ventiladores

3.1. Determinación del presupuesto del proyecto

Para determinar el presupuesto del proyecto es necesario considerar no solamente los gastos propios de la fabricación del banco, sino también los gastos relacionados con el transporte, la instalación y otros. Por tanto, es necesario conocer al detalle de todos los elementos que forman parte de este. En la tabla 3.1 se indica la lista de los elementos, características y cantidades.

Tabla 3.1 Listado de Materiales

PROYECTO: DISEÑO DE UN BANCO DE ENSAYOS PARA VENTILADORES AXIALES DE HASTA 6000 M3/H				
Ítem	Nombre	Cantidad	Und.	Características
1	Ventilador Axial	1	Und.	Diámetro: 500mm, caudal máx. 6000m ³ /h Δ presión = 7 Pa
2	Empaquetadura Ø 500mm	2	pl.	Temperatura de trabajo: 25 °C máx., diámetro interior Ø 500mm, espesor 2 mm
3	Ducto de ensayo	6	Und.	Diámetro interno: 500mm, espesor 2mm, rolado y soldado (se recomienda soldadura TIG), Longitud: 5m en total
4	Unión para ductos	4	Und.	Diámetro interno: 504mm, espesor máximo: 5mm, de baja densidad, permita concentricidad entre ductos, hermético.
5	Soldadura	5	kg	Soldabilidad al acero galvanizado.
6	Pernos M24x20	20	Und.	Calidad 8.8, con tuerca y arandela, acero galvanizado.
7	Pernos autoroscantes	20	Und.	M12x25
8	Pl. Aluminio	2	pl.	Pl 3x1200 x 2400mm, aluminio liso
9	Espárragos	4	Und.	Ø 1" x 100mm, fierro negro
10	Angulo L 1 1/2"x 3/16"	18	m	Material: ASTM A36
11	Angulo L 2"x 3/16"	6	m	Material: ASTM A36
12	Tubo Pitot	1	Und.	Para ducto de 500mm, inoxidable, con termopar
13	Racor deslizante	1	Und.	Para sujeción de tubo de Pitot
14	Manómetro diferencial de presión	1	Und.	Rango 0 – 40in H ₂ O, para mejor lectura se recomienda digital.
15	Bridas de 20"	2	Und.	Diámetro interno 504mm, material: acero galvanizado

16	Liston de Aluminio	2	m	De 2 " x 2".
17	Manija de aluminio	1	Und.	Sujeción de obturador de caudal, con pernos para adaptar a compuerta.
18	Tubo circular	12	m	Diámetro nominal de 1", Material ASTM A36
19	Tubo cuadrado	2	m	Medidas de 3/4" x 3/4"
20	Soldadura Punto Azul	10	kg	E 6018, 1/8"
21	Maquina de Soldar	1	und	
22	Termopar Tipo S	1	und	Rango de 0- 50°C
23	sonómetro	1	und	Nivel de ruido: 40-130 dB. Resolución nivel de sonido: 0,1 dB.
24	Torquimetro	1	und	RPM: 0 a ±3600 RPM Máxima temperatura de trabajo: - 65 to +225 deg. F
25	Amortiguador Cónico - Silentblock	12	und	Shore 60 Carga: 100-150 kg mínimo
26	Abrazaderas	4	und	Sujeción de ducto
27	Pegamento	2	und	5 minute Epoxy, 100ml
28	Barra de aluminio	1	und	1/2" x 1 m
29	Arandelas plana M12	12	und	galvanizada
30	Regleta de Aluminio	1	Und.	Dimensiones 30 x 500mm

3.2. Evaluación económica del proyecto

Con la lista de materiales y con los planos respectivos, se realizó las siguientes acciones:

- Solicitar la cotización a diferentes empresas especializadas en el rubro de venta y comercialización de acero a nivel local para la fabricación y montaje del banco de ensayo.
- Costear el proyecto a nivel unitario.

Respecto a la primera acción a seguir (cotizar), se tuvo respuesta de las empresas TRADI S.A. , COMASA y TUBI S.A. para la elección de los materiales estructurales, para la instrumentación se tuvo respuesta de H & D CONTROL S.A.C. y NPI PERU S.A.C., las cuales hicieron llegar sus cotizaciones. Los parámetros de selección se encuentran indicados en la tabla 3.2.

Tabla 3.2: Parámetros de selección para compra de materiales.

Ítem	Parámetro a considerar
1	Precio del producto
2	Confiabilidad del proveedor. (Experiencia en el rubro)
3	Personal calificado (Control de Calidad, Certificaciones).
4	Servicio de post venta (Entrega del producto).
5	Tiempo de entrega. (Tiempo)
6	Tiempo de garantía. (Garantía)

Para la comparación entre las empresas proveedoras, se estableció un criterio de puntaje de acuerdo a lo ofertado y parámetros de la tabla 3.2

Tabla 3.3: Calificación para selección de Proveedor

Empresa	Precio	Experiencia en rubro	Certificaciones	Entrega de Producto	Tiempo	Garantía	TOTAL
TRADI S.A	2	4	4	4	4	4	22
COMASA	3	4	3	3	4	4	21
TUBI S.A	4	4	3	2	2	4	19
Calificación: 1: Deficiente; 2: Regular, 3: Bueno, 4: Muy Bueno							

De la tabla 3.3, podemos observar que el proveedor TRADI S.A. es el que mejor confiabilidad tiene para el desarrollo del proyecto, adicionalmente que cuenta con casi todo los materiales estructurales requeridos a diferencia de los otros proveedores.

Ahora analizaremos los proveedores de la parte instrumental para decidir por la mejor oferta y confiabilidad, logrando así tener un costeo final de nuestro proyecto.

Tabla 3.4: Calificación para selección de Instrumentos

Empresa	Precio	Experiencia en rubro	Certificaciones	Entrega de Producto	Tiempo	Garantía	T O T A L
H & D CONTROL S.A.C	4	2	2	4	3	3	18
NPI PERU S.A.C	3	4	4	4	3	4	22
Corporación GIVA	3	4	4	4	3	4	22
Calificación: 1: Deficiente; 2: Regular, 3: Bueno, 4: Muy Bueno							

De la tabla 3.4, podemos observar que los proveedores NPI PERU S.A.C y Corporación GIVA son la mejor opción al momento de seleccionar la instrumentación correspondiente para la medición de las variables en el banco de ensayo. Por lo tanto nos brindan una mejor confiabilidad para el desarrollo del proyecto.

Se consultaron con diversas metalmecánicas especializadas en trabajos en chapa, particularmente con ductería de acero galvanizado para tener un costo de mano de obra para la fabricación de los ductos, de igual forma se costeo los costos que involucran el armado, fabricación y montaje de los soportes del ducto así como los proceso de soldadura involucrados. [1]

Adicionalmente, se deberá incluir el costo de mano de obra del ingeniero proyectista, encargado de la trazabilidad y buena pro del proyecto.

Los resultados de todos los costos involucrados se muestran en la tabla 3.5, de acuerdo a los precios del mercado nacional. [2]

Tabla 3.5: Costos de fabricación e instalación

PROYECTO: DISEÑO DE UN BANCO DE ENSAYOS PARA VENTILADORES						
AXIALES DE HASTA 6000 M3/H						
COSTOS DE FABRICACION E INSTALACION						
Análisis de Precios Unitarios						
1.- Mano de Obra						
IT	Descripción	N° Pers.	Horas	Horas-Hombre	P.U. (\$)	Precio Total
1	Ing. Proyectista	1	320	320	21.50	S/. 6,880.00
2	Oficial ductero	1	80	80	11.36	S/. 909.09
3	Ayudante de Instalación	2	40	80	10.23	S/. 818.18
4	Soldador	1	40	40	15.91	S/. 636.36
5	Ayudante de soldador	1	40	40	12.50	S/. 500.00
6	Aluminero	1	30	30	11.36	S/. 340.91
						S/. 10,085

2.- Materiales						
IT	Descripción	Ctd	Und.	P.U.	Und	Precio Total
1	Empaquetadura Ø 500mm	2	pl	95.00	S/.	190.00
2	Soldadura E-6013 de 1/8"	5	kg	10.47	S/. / kg	52.36
3	Tubo Pitot Tipo L Longitud 500mm, ø6mm Acero Inoxidable 316L	1	Und.	298.25	S/.	298.25
4	Racor deslizante en teflón	1	Und.	133.60	S/.	133.60
5	RedoCople de Unión, diámetro 20"	1	Und.	285.30	S/.	285.30
6	Conexión Flexible Rack Ventiduct (Rack + Ventiduct de Ø500mm)	3	Und.	248.50	S/.	745.50
7	Planchas de acero galvanizado 2x1200x2400	5	Und.	120.43	S/.	602.14
8	Angulo estructural ASTM A36 L1½ x 3/16 6m	3	Und.	39.87	S/.	119.62
9	Angulo estructural ASTM A36 L2 x 3/16 6m	1	Und.	58.27	S/.	58.27
10	Espárragos A615 , M20, L= 100mm	4	Und.	6.50	S/.	26.00
11	Plancha de Aluminio 1x1200x2400	3	pl	38.02	S/.	114.07
12	Tubo de fierro Negro Ø 1"	4	Und.	28.51	S/.	114.04
13	Manija de Compuerta	1	Und.	2.00	S/.	2.00

14	Tubo cuadrado de 3/4" x 3/4"	1	Und.	7.20	S/.	7.20
15	Pernos M24x20	20	Und.	0.60	S/.	12.00
16	Tuercas hex 8.8 M24	20	Und.	0.48	S/.	9.60
17	Arandelas plana M24	20	Und.	0.35	S/.	7.00
18	Pernos autoroscantes M12x25	20	Und.	0.25	S/.	5.00
19	Bridas de 20" de AL	2	Und.	15.66	S/.	31.32
20	Listón de AL de 2" x 2"	1	Und.	51.31	S/.	51.31
21	Termopar Tipo S	1	Und.	250	S/.	250
22	sonómetro	1	und.	980	S/.	980
23	Torquimetro	1	und.	3360	S/.	3360
24	Amortiguador Cónico - Silentblock	12	und	25	S/.	300
25	Abrazaderas	4	und	35	S/.	140
26	Pegamento	2	und	12	S/.	24
27	Barra de aluminio 1/2" x 1 m	1	und.	8	S/.	8
28	Arandelas	12	und	0.35	S/.	4.2
29	Regleta de Aluminio 500x30	1	Und.	4	S/.	4
						S/. 7,934.78

3.- Equipos y Herramientas

IT	Descripción	Ctd	Und.	P.U. (\$/)	Und	Precio Total
1	Ventilador Axial Ø 500mm, Qmáx. 6000m3/h	1	Und.	5,100.00	S/.	5,100.00
2	Manómetro diferencial de presión	1	Und.	1,092.95	S/.	1,092.95
3	Maquina de soldar	120	Und.	7.50	S/./hr	900.00
4	Termopar Tipo "S"	1	Und.	700.00	S/.	700.00
						S/. 7,793

4. Gastos Generales y Administrativos

Gastos generales = (% de 1+2+3)	5.00%	S/. 1,290.64
Total gastos generales y administrativos		S/. 1,290.64

5. UTILIDAD

Utilidad = (% de 1+2+3+4)	10.00%	S/. 2,710.34
Total utilidad		S/. 2,710.34

Costo total del proyecto (sin IGV)	S/. 29,813.76
---	----------------------

Habiendo realizado las consideraciones necesarias, analizando a los proveedores de los materiales estructurales, instrumentación, mano de obra, equipos y herramientas; considerando además, gastos generales y administrativos (transporte, viáticos, mantenimiento, herramientas menores, etc.) obtenemos un valor final para nuestro proyecto de **S/. 29,813.76**

REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS

[1]. Costos de proceso

Consulta: 10 de octubre del 2013

<<http://www.insucons.com/mx/analisis-precio-unitario/hh/estructura-metalica/1766/estructura-metalica-perfiles-estructurales-incluye-suministro-colocacion-montaje-nivelacion-plomeo-y-soldado>>

[2]. Precio de metales

Consulta: 10 de octubre del 2013

<<http://www.indexmundi.com/es/precios-de-mercado/?mercancia=aluminio&moneda=pen>>



CONCLUSIONES

1. Un factor importante para obtener resultados confiables, es el enderezador de flujo. El diseñado fue tipo estrella, el cual permite estabilizar el flujo con un mejor rendimiento y está compuesto de 08 paletas de aluminio de 3 mm de espesor y 01 metro de longitud, unidos a una barra de aluminio de $\frac{1}{2}$ " x 1 m de longitud.
2. De las categorías posibles de instalación se selecciono el de entrada libre y ducto de conexión a la salida. La selección se baso al espacio necesario para el montaje, menor cantidad de accesorios requeridos (menor costo) pero que cumplen con los requerimientos dados por la normativa. Está compuesto de (05) ductos de plancha galvanizada rolada de $\varnothing 500\text{mm}$ y de 1 m de longitud c/u unidos por conexiones flexibles.
3. El diseño del banco cuenta con un ducto de transición que esta adecuado para diversas configuraciones de ventiladores axiales, tales como diferente diámetro con respecto al ducto de ventilación, distinta forma (cuando el ventilador tenga una forma cuadrada). El \varnothing máximo del ventilador a ensayar es de 725mm, \varnothing minimo es de 345mm Sin embargo se debe de tener en cuenta las pérdidas que se producen dentro del banco, tales como la sección de transición en caso sea empleada, las uniones como bridas, el redocople y las conexiones flexibles.
4. Se recomienda emplear la siguiente instrumentación ya que nos brinda valores más exactos y evita incurrir en los errores generados por la sensibilidad de la medición humana.
 - Sonómetro
Rango de nivel de ruido: 40-130 dB.
Resolución nivel de sonido: 0,1 dB.
Precisión $\pm 3,5$ dB a 1 kilociclos.
 - Manómetro digital diferencial
Rango: 0-40 in WC.
Aproximación: 0.01
 - Torquimetro
RPM: 0 a ± 3600 RPM
Máxima temperatura de trabajo: -65 to +225 deg. F.

5. El costo final de la fabricación y montaje del banco de ensayos asciende a la suma de S/. 29,813.76, en el cual se considero los costos de diseño, fabricación y herramientas del banco (instrumentación requerida).
6. Se debe tener especial cuidado al momento de fabricar y unir los ductos de ensayo, ya que no debe haber obstrucciones que influyan en la medición de los parámetros y los anillos (ductos) deben estar alineados uno respecto del otro.



BIBLIOGRAFIA

1. MATAIX, Claudio. "Mecánica de Fluidos y Maquinas Hidráulicas"; En Ediciones del Castillo S.A. 2da Edición, 1982. Madrid,
2. BEER, Ferdinand P.; Mecánica de Materiales, 4a edición, México, McGraw Hill Companies INC, 2007.
3. Jorgensen, Robert; Fan Engineering; Ninth Edition; Howden Buffalo, INC.; New York
4. OSBORNE, William, Fans; First edition; Pergamon Press Ltd; Oxford; 1966
5. WALLIS, Allan; Axial Flow Fans and Ducts; KRIEGER PUBLISHING COMPANY; Malabar, Florida, 1993
6. Norma ASME (American Society of Mechanical Engineers).
7. ANSI (American National Standards Institute).
8. Laboratory Methods of Testing Fans for Aerodynamic Performance Rating - ANSI/AMCA STANDARD 210. 1999, p.2
9. - AMCA (Air Movement and Conditioning Association).
10. - AISC (American Institute of Steel Construction).
11. - ASTM (American Society for testing and Materials)
12. International Standard ISO 5801. Industrial fans – Performance testing using standardized airway. 2th Edition, 2007-12-15.
13. MEGYESY. Eugene F., "Manual de Recipientes a Presión, Diseño y Calculo", Grupo Noriega Editores, 1992, México.

14. KANNAPPAN, Sam, “Introducción al Análisis de Esfuerzos de Tuberías”, Tennessee, 2008, México.
15. MANUAL OF STEEL CONSTRUCTION, Load & Resistance Factor Design, AISC, 2da Edition, 1994.
16. FANS AND VENTILATORS GREENHECK, Vane axial, abril, 2001, p. 9.
17. ASHRAE HANDBOOK, HVAC Applications, 1era Edition, American Society of Heating, Refrigeration and Air- Conditioning Engineers, Inc, 2005.

