

PROTOCOLO PARA EL DIAGNOSTICO DE UNIDADES DE MANEJO DE AIRE

ÍNDICE

1. OBJETIVO	4
2. PROPÓSITO	4
3. ALCANCE	4
4. CLASIFICACIÓN	4
5. DEFINICIONES	5
6. INSTRUMENTOS Y MÉTODOS DE MEDICIÓN	8
7. PRUEBA DEL LADO DEL AIRE.....	11
7.1 Configuración de la prueba para el lado del aire.....	11
7.2 Conducción de la prueba.	13
7.3 Cálculos lado del aire:.....	14
8 PRUEBA DEL MEDIO ENFRIADOR.....	23
8.1 Configuración de prueba para UMA que funcionan con refrigerante.....	24
8.1.1 Configuración para la medición del flujo másico de refrigerante líquido a través del medidor de flujo.	24
8.1.2 Configuración para la medición del flujo másico de refrigerante líquido a través del método de agua en el condensador.....	24
8.1.3 Configuración para la medición del flujo másico de refrigerante líquido a través del método de la curva del compresor.	25
8.2 Montaje para la medición de las propiedades del refrigerante.	26
8.3 Configuración de prueba para serpentines que funcionan con agua o mezcla de glicol.	27
8.4 Conducción de la prueba.	28
8.5 Cálculos para la prueba del medio enfriador.	29
9. PRUEBA DE SONIDO.....	31
9.1. Definiciones.....	32
9.2 Instrumentos.....	32
9.3 Calibración.....	32
9.4 Registro de datos.	32
9.5. Procedimiento de prueba de sonido.....	33
10. CALCULO DE LA POTENCIA AL FRENO Y PREDICCIÓN DEL FUNCIONAMIENTO DEL VENTILADOR.....	34

10.1	Definiciones.....	34
10.2	Cálculo de la potencia al freno.....	34
10.3	Predicción del rendimiento del ventilador de la unidad de manejo de aire.....	35
11.	SIMBOLOS Y SUBINDICES.....	37
12.	FIGURAS.....	42
	FIGURA 1A. Configuración de prueba para el lado del aire utilizando un rectificador de flujo tipo celda.....	42
	FIGURA 1B. Configuración de prueba para el lado del aire utilizando un rectificador de flujo tipo estrella.....	43
	FIGURA 2. Pieza de transición	44
	FIGURA 3A. Rectificador de flujo tipo celda para ductos de sección transversal circular	45
	FIGURA 3B. Rectificador de flujo tipo estrella para ductos de sección transversal circular.....	46
	FIGURA 3C. Rectificador de flujo tipo celda para ductos de sección transversal cuadrada.....	47
	FIGURA 4. Tubo de pitot.....	48
	FIGURA 5A. Posiciones del tubo de pitot para ductos de sección transversal circular..	49
	FIGURA 5B. Posiciones del tubo de pitot para ductos de sección transversal rectangular	50
	FIGURA 6. Dimensiones del serpentín	51
	FIGURA 7. Configuración de prueba para serpentines que funcionan con refrigerante	52
	FIGURA 8. Aparato de medición para propiedades del agua o solución.....	53
13.	TABLAS.....	54
	Tabla 1. Niveles de sonido tolerables por zona.....	54
	Tabla 2. Presión atmosférica aproximada a diferentes alturas	54
	Tabla 3. Calculo de la potencia consumida por el motor eléctrico del ventilador.....	55
	Tabla 4. Propiedades estándar del agua.....	55
	Tabla 5. Propiedades del aire a condiciones estándar.....	55
	Tabla 6. Otras Propiedades de interés	56
14.	FORMULARIOS	57
	FORMULARIO 1	57
	Datos físicos del serpentín.....	57

FORMULARIO 2	60
Datos de prueba del aire	60
FORMULARIO 3	62
Datos de prueba del medio enfriador para serpentín de refrigerante	62
FORMULARIO 4	67
Datos de prueba del medio enfriador para serpentín de agua.....	67
FORMULARIO 5	69
Datos de prueba del medio enfriador para serpentín de solución acuosa de glicol ...	69
FORMULARIO 6	71
Prueba de sonido	71
15. ANEXO 1	72
15.1 Demostración del cálculo de la capacidad de enfriamiento de la UMA del lado del aire. 72	
16. ANEXO 2	74
16.1 Ciclo de refrigeración para el esquema mostrado en la Figura 6.	74
17. REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS	76

1. OBJETIVO

Este protocolo tiene el objetivo de proporcionar a las empresas fabricantes de unidades de manejo de aire (UMA) en Venezuela una herramienta alternativa para diagnosticar y validar las especificaciones técnicas de las unidades de manejo de aire para el control de calidad sin la necesidad de utilizar un cuarto calorimétrico. Por otra parte la intención del protocolo es diagnosticar y la validar las especificaciones técnicas de la misma como un conjunto y no de las partes que lo componen, sin realizar modificaciones de la misma.

2. PROPÓSITO

2.1 El propósito de este protocolo es:

- a. Describir y especificar los instrumentos de prueba.
- b. Describir y especificar los métodos de prueba y procedimientos.
- c. Describir y especificar los datos de prueba que deben registrarse durante la prueba.
- d. Describir y especificar los cálculos a realizar con los datos registrados de la prueba.
- e. Definir términos usados en las pruebas.
- f. Especificar las propiedades termodinámicas.

3. ALCANCE

3.1. Este protocolo describe los métodos de prueba para unidades de manejo de aire, en aplicaciones bajo condiciones de no congelamiento. Sin importar la capacidad de la misma y cual sea su medio de enfriamiento, bien sea refrigerantes, agua o soluciones acuosas de glicol. Sin embargo para efectos de este protocolo no se podrá determinar la caída de presión a través del serpentín para el lado del medio enfriador cuando se utiliza refrigerante.

4. CLASIFICACIÓN

4.1 Clasificación de serpentín.

Los serpentines enfriadores de aire pueden ser clasificados de acuerdo con su función de enfriamiento identificando los fluidos de la siguiente manera:

4.1.1 Refrigerante volátil. Mezclas de líquido-vapor utilizados para enfriar aire mediante una expansión térmica mediante una válvula.

4.1.2 Agua o solución de glicol acuosa. Líquido utilizado para enfriar, que es tratado térmicamente en un enfriador de agua (chiller).

4.2 Clasificación de ventiladores.

Los ventiladores, denominados así de una forma amplia para todas sus concepciones, pueden clasificarse de formas muy diferentes, siendo la más común la que define la trayectoria del aire:

4.2.1 Ventiladores centrífugos. En el que el aire entra en el rodete con una trayectoria esencialmente axial y sale en dirección perpendicular.

4.2.2 *Ventiladores axiales*. En los cuales el aire entra y sale de la hélice con trayectorias a lo largo de superficies cilíndricas coaxiales al ventilador.

5. DEFINICIONES

5.1 *Serpentines de circulación forzada*. Intercambiador de calor que transforma la temperatura del aire que pasa de manera forzada a través de él.

5.1.1 *Serpentines de circulación forzada de aire para enfriar*. Es un intercambiador de calor, que puede tener o no una superficie extendida por donde se hace circular agua enfriada o un gas refrigerante con el objetivo de enfriar (enfriamiento sensible y enfriamiento latente) un flujo de aire forzado.

5.2 Dimensiones del serpentín (Ver figura 6).

5.2.1 *Profundidad de serpentín*. La profundidad de un serpentín es el número de filas de tubos o la dimensión en la dirección del flujo de aire.

5.2.2 *Longitud del serpentín*. La longitud de un serpentín es la dimensión de su cara en la dirección de los tubos expuestos al flujo de aire. (L).

5.2.3 *Altura del serpentín*. La altura del serpentín es la dimensión en su cara que se encuentra perpendicular a la dirección de los tubos e incluye solo la altura sobre los tubos y aletas expuestas al flujo de aire. (H).

5.2.4 *Área de la cara del serpentín*. El área de la cara del serpentín es el producto de la longitud por la altura.

$$A_f = \frac{L_s \times H_s}{10^6} \quad \text{Sistema internacional Ec. 1}$$

$$A_f = \frac{L_s \times H_s}{144} \quad \text{Unidades inglesas Ec. 1}$$

Nota: Las dimensiones L_s y H_s deben sustituirse en la ecuación en milímetros (mm) para el caso de unidades internacionales y en pies (*Pies*) para el caso de las unidades inglesas.

5.3 *Ventilador*. Es una turbomáquina que transforma la energía mecánica en energía hidráulica mediante un rodete con la finalidad de movilizar un volumen de aire o gas.

5.4 *Área de salida del ventilador*. Es el área bruta interior obtenida con las medidas de la abertura de salida.

5.5 *Área de entrada del ventilador*. Es el área bruta interior obtenida con las medidas de la abertura de entrada.

5.6 *Temperatura de bulbo seco.* Temperatura del aire medida con un dispositivo sensible a la temperatura sin modificaciones a compensar por el efecto de la humedad.

5.7 *Temperatura de bulbo húmedo.* La temperatura del aire medida con un sensor cubierto por una mecha humedecida con agua y expuesto al aire en movimiento para tomar en cuenta los efectos de la humedad.

5.8 *Depresión de bulbo húmedo.* Es la diferencia entre las temperaturas del bulbo seco y de bulbo húmedo en la misma ubicación.

5.9 *Temperatura de estancamiento total.* Es la temperatura que existe en virtud de la energía interna y cinética del aire. Si el aire está en reposo, el estancamiento (total) será igual a la temperatura estática.

5.10 *Temperatura estática.* La temperatura que existe en virtud de la energía interna del aire. Si una parte de la energía interna se convierte en energía cinética, la temperatura estática se reduce en consecuencia.

5.11 *Densidad del aire.* La masa del aire por unidad de volumen.

5.12 *Aire a condición estándar.* Aire con densidad estándar 0.075 lb/pie^3 [1.2 kg/m^3] en una presión barométrica estándar de 29.92 in. Hg [101.325 kPa].

5.13 *Propiedades estándar del aire.* El aire estándar tiene una relación de calor específico de 1.4 y una viscosidad de $1.222 \times 10^{-5} \text{ lb/pie.s}$ [$1.8185 \times 10^{-3} \text{ Pa.s}$]. El aire a una temperatura de 68°F [20°C], una humedad relativa de 50% y una presión barométrica estándar tiene aproximadamente las propiedades de aire estándar.

5.14 *Presión.* Fuerza por unidad de área. Esto corresponde a la energía por unidad de volumen del fluido. En el sistema inglés, las presiones están tales como pulgadas de agua o pulgadas de mercurio. La conversión es de $1 \text{ in. agua} = 2.49 \text{ Pa}$.

5.15 *Presión absoluta.* Es la presión de un fluido medido con referencia al vacío perfecto o cero absolutos, esta presión es siempre positiva.

5.16 *Presión barométrica.* Es La presión absoluta ejercida por la atmosfera.

5.17 *Presión manométrica.* Es La presión diferencial cuando la presión de referencia es la presión barométrica en el punto de medición. puede ser negativa o positiva.

5.18 *Presión dinámica.* Es la porción de presión de aire que existe en virtud de la tasa del movimiento del aire.

$$p_v = \frac{v^2}{2g} \quad Pa[\text{psi}] \text{ Ec. 2}$$

5.19 *Presión estática.* Es la porción de presión de aire que existe en virtud del grado de compresión. Es expresado como una presión manométrica, que puede ser positiva o negativa.

$$p_s = \frac{P}{\gamma} \quad Pa [psi] \text{ Ec. 3}$$

5.20 *Presión total.* Es la porción de presión de aire que existe en virtud del grado de compresión y la velocidad de movimiento del aire. Es la suma algebraica de presión de la dinámica y la presión estática en un punto. Si el aire está en reposo, su presión total será igual a la presión estática.

$$p_t = p_v + p_s \quad Pa[psi] \text{ Ec. 4}$$

5.21 *Perdidas de presión.* Es una disminución de la presión total debido a la fricción y/o turbulencia.

5.22 *Densidad del aire del ventilador.* Es la densidad del aire que corresponde a la presión total y la temperatura de estancamiento en la succión del ventilador.

5.23 *Caudal de aire del ventilador.* Es la tasa de flujo volumétrico de aire a la densidad del aire del ventilador.

5.24 *Presión total del ventilador.* Es la diferencia entre la presión total de la descarga del ventilador y la presión total en la admisión del ventilador.

$$P_t = \frac{P_s}{\gamma} + \frac{v_s^2}{2g} - \left(\frac{P_e}{\gamma} + \frac{v_e^2}{2g} \right) \quad Pa[psi] \text{ Ec. 5}$$

5.25 *Presión dinámica del ventilador.* Es la presión dinámica que corresponde al promedio de velocidades en la descarga del ventilador.

5.26 *Presión estática del ventilador.* Es la diferencia entre la presión total del ventilador y la presión dinámica del ventilador. Por lo tanto es la diferencia entre la presión estática en la descarga del ventilador y la presión total en la admisión del ventilador.

$$P_s = P_t - P_d \quad Pa[psi] \text{ Ec. 6}$$

5.27 *Velocidad de rotación del ventilador.* Es la velocidad de rotación del rodete. si el ventilador tiene más de un rodete, la velocidad de rotación del ventilador es la velocidad de rotación de cada rodete.

5.28 *Coeficiente de compresibilidad.* El coeficiente de compresibilidad es la razón del volumen molar de un gas con relación al volumen molar de un gas ideal a la misma temperatura y presión. Es un factor termodinámico que se debe aplicar para determinar el rendimiento total de la tasa de flujo de aire, presión total del ventilador y la entrada energía del ventilador. El coeficiente se desarrolla en el capítulo 7.

5.29 *Potencia de salida del ventilador.* Es la potencia útil entregada al aire por el ventilador, es proporcional al producto de la tasa de flujo de aire del ventilador, la presión total del ventilador y el coeficiente de compresibilidad.

5.30 *Potencia de entrada del ventilador.* Es la potencia requerida para accionar el ventilador y los elementos en la cadena cinemática que se consideran parte del ventilador.

5.31 *Eficiencia total del ventilador.* Es la relación entre la potencia de entrada y la potencia de salida.

5.32 *Eficiencia estática del ventilador.* Es la eficiencia total del ventilador multiplicada por el cociente de la presión estática del ventilador y la presión total del ventilador.

5.33 *Punto de operación (UMA).* La posición relativa en la curva característica de una unidad de manejo de aire correspondiente a una tasa de flujo de aire particular. Durante la prueba se puede controlar ajustando la posición de un dispositivo de estrangulamiento de flujo.

5.34 *Determinación.* Una serie completa de mediciones para un punto de funcionamiento particular.

5.35 *Prueba.* Una serie de determinaciones para varios puntos de operación.

5.36 *Incertidumbre de la medida.* La incertidumbre es la dispersión de los valores que pueden ser atribuidos razonablemente al verdadero valor de la magnitud medida.

5.37 *Precisión.* La precisión es la tolerancia de la medida o de transmisión del instrumento, también se puede definir como el intervalo donde es admisible que se sitúe la magnitud de la medición. Además define los límites de los errores cometidos cuando el instrumento se emplea en condiciones normales de servicio durante un período de tiempo determinado.

5.38 *Resolución.* Es la menor diferencia de valor que el instrumento puede distinguir al ir variando continuamente la medida en todo el campo. Es también el grado con que el instrumento puede discriminar valores equivalentes de una cantidad.

6. INSTRUMENTOS Y MÉTODOS DE MEDICIÓN

En esta sección se darán los métodos de medición y especificaciones de los instrumentos, las cuales incluyen requisitos de precisión y ejemplos de equipos que son capaces de cumplir estos requisitos. Cabe destacar que se pueden utilizar otros instrumentos de los citados siempre y cuando cumplan o superen los requisitos de precisión.

6.1 Instrumentos para la medición de temperatura.

6.1.1 La medición de temperatura debería realizarse con un instrumento o sistema de instrumentos que proporcione la precisión requerida en 6.1.2. Los siguientes instrumentos son los de uso común:

- a. Termómetro de mercurio.
- b. Termopar.
- c. Termómetro de resistencia eléctrica, incluyendo termistores y otros dispositivos semiconductores.

6.1.2 La precisión en los instrumentos de medición de temperatura debe ser como se demuestra en la tabla 1.

(a)	Temperaturas en bulbo seco y bulbo húmedo	$\pm 2^{\circ} F [1^{\circ} C]$
(b)	Temperatura en agua	$\pm 2^{\circ} F [1^{\circ} C]$
(c)	Otras temperaturas medidas	$\pm 1^{\circ} F [0.5^{\circ} C]$

Tabla 1. Precisión de instrumentos de medición de temperatura

6.1.3 Cuando se va a establecer la humedad del aire por el medio de medición de temperatura en bulbo húmedo y bulbo seco, es importante que los instrumentos concuerden. Esto quiere decir que los termómetros a utilizar deben indicar la misma temperatura cuando ambos están secos y en el mismo ambiente, si no es así, se debe corregir el instrumento. Esto asegura la determinación precisa de la caída de temperatura entre el bulbo seco y el bulbo húmedo. Ambos instrumentos deben mantenerse cercanos en el flujo de aire para así medir la misma muestra de aire circulante. El instrumento con el bulbo seco se debe colocar primero en la dirección del flujo debido a que de manera contraria la evaporación del agua puede afectar la lectura del termómetro.

6.1.4 La temperatura de bulbo húmedo durante la prueba del aire debe ser medido solo en condiciones donde se asegura que la velocidad del aire está entre 700 y 2500 *pies/min* [3.6 a 12.7 *m/s*], preferiblemente cerca de los 1000 *pies/min* [5.1 *m/s*] y solo luego de que ha transcurrido suficiente tiempo para que exista un equilibrio en la evaporación del bulbo húmedo.

6.1.5 Un material adecuado para la mecha del bulbo húmedo es un algodón de malla fina muy suave. Ésta debe ajustarse cómodamente al bulbo del instrumento de medición. Se deberá utilizar agua destilada en la mecha de algodón. Con el uso continuo, la mecha se incrusta con impurezas que interfieren con la acción apropiada, por lo tanto, la mecha deberá ser limpiada y sustituida con frecuencia.

6.1.6 En el caso de no contar con un termómetro de bulbo húmedo, ésta temperatura puede ser determinada partiendo de la medición de la humedad relativa y la temperatura de bulbo seco a través de una carta psicrométrica.

6.2 Presión.

6.2.1 La presión estática en un punto será medida sobre un indicador como un manómetro con una toma libre a la atmósfera y otra toma conectada a un sensor de presión estática, tal como una toma de presión estática o la toma estática de un tubo de Pitot

6.2.2 La presión dinámica en un punto se medirá en un manómetro diferencial con una toma conectada a la toma de presión total de un tubo de Pitot y la otra toma conectada a la toma de presión estática.

6.2.3 Para medir presión diferencial en agua, la precisión del manómetro de mercurio o del transductor de presión deben permitir medir las caídas de presión del fluido de trabajo dentro del serpentín de ± 0.5 pulgadas de mercurio [0.49 Psi] o menos.

6.2.4 Instrumentos para la medición de presión.

La presión se mide en manómetros del tipo de columna de líquido utilizando toma inclinada o vertical, o cualquier otro instrumento que proporciona una incertidumbre máxima de 1% de la máxima lectura observada durante la prueba.

6.2.4.1 Tubo de Pitot.

La presión total o presión estática del aire en un punto puede ser detectada con un tubo de Pitot de las dimensiones que se muestra en la Figura 4. Cualquiera o ambas de estas señales de presión pueden ser transmitidas a un manómetro u otro indicador. Si ambas señales de presión se transmiten al indicador, el diferencial se considera la presión dinámica en el punto de medición. Este elemento es considerado un instrumento primario y no tiene que ser calibrado y a su vez el diámetro mínimo del tubo de Pitot es de 0,10 pulgadas [2,5 mm]

Un soporte rígido debe ser proporcionado para sostener el eje del tubo de Pitot paralelo al eje del ducto con una tolerancia de ± 3 grados y el cabezal del mismo se debe colocar en las posiciones especificadas en las Figuras 5A y 5B

6.3 Caudal de aire.

El caudal de aire puede ser calculado para cualquier punto de operación partiendo de la medición de la presión dinámica obtenida a través de un tubo de Pitot ubicado en un ducto. El número de las mediciones y sus ubicaciones, se especifica sobre los diámetros y numero de diámetros en las figuras 5A y 5B.

6.4 Instrumento para la medición del flujo másico de refrigerante.

Se mide el flujo másico del refrigerante con uno de los siguientes métodos.

- a. Medidor de flujo de líquido.
- b. Método de agua en el condensador.
- c. Método de la curva del compresor.

6.5 Instrumentos para medir flujo másico de agua.

Para el caso del método de agua en el condensador se mide el flujo másico de agua con uno o más instrumentos a seguir.

- a. Medidor de flujo másico de líquido.
- b. Medidor de cantidad de líquido.

6.6 Potencia de entrada del ventilador.

La potencia de entrada del ventilador se determina a partir de la medición de voltaje y amperaje en el motor del ventilador

El medidor eléctrico deberá tener una precisión garantizada de $\pm 1,0\%$ del observado en la lectura.

6.7 Velocidad de rotación.

Velocidad de rotación será medida con un tacómetro mecánico o eléctrico. La velocidad del eje del ventilador se medirá a intervalos regulares durante el período de la prueba o para cada punto de prueba, a fin de asegurar y determinar la media de velocidad de rotación durante cada período.

6.8 Densidad del aire.

La densidad del aire se determina a partir de mediciones de la temperatura de bulbo húmedo, temperatura de bulbo seco y presión barométrica.

Las temperaturas de Bulbo húmedo y bulbo seco se medirán con el termómetro u otros instrumentos con una precisión demostrada de $\pm 2^\circ F$ [$\pm 1^\circ C$] y una resolución de $1^\circ F$ [$0,5^\circ C$] o mejor.

6.9 Barómetro.

La Presión ambiental (barométrica) deberá medirse con un barómetro de columna de mercurio u otro instrumento que tenga una exactitud demostrada de ± 170 Pa ($\pm 0,05$ mm de Hg) y legible a 34 Pa (0,01 mm de Hg) o más fino.

En caso de no contar con un barómetro se puede realizar una corrección por la altura de la presión atmosférica al nivel del mar utilizando la Tabla 1.

7. PRUEBA DEL LADO DEL AIRE

7.1 Configuración de la prueba para el lado del aire.

La configuración de prueba para el lado del aire de la UMA (Figura 1) fue seleccionada de la norma AMCA 210, especializada en pruebas de ventiladores, debido a que cumple con los requisitos necesarios para esta prueba. La razón de su selección, es la economía y sencillez, además nos permite medir y calcular todos los datos de interés en la salida de la UMA, como lo son la presión estática, la presión dinámica, la presión total, el caudal de aire y caída de presión a través del serpentín entre otros.

Esta configuración consta de una unidad de manejo de aire, seguida de un ducto con una longitud de 10 veces su diámetro, en la salida del ducto se encuentra un dispositivo de estrangulamiento para poder modificar el caudal de aire que pasa por éste. Entre el ducto y la salida de la UMA se encuentra una pieza de transición de ser necesaria. El ducto posee un rectificador de flujo. En las siguientes secciones se explicaran con más detalles cada uno de los componentes nombrados anteriormente.

7.1.1 Componentes de la configuración.

7.1.1.1 Unidad de manejo de aire. La unidad de manejo de aire es el equipo a evaluar en éste protocolo, en la unidad a probar se le procederá a realizar cuatro (4) perforaciones para poder medir la presión estática en el plano de medición número cuatro (justo después del serpentín), con una toma en el centro de cada uno de los cuatro lados de la UMA y se deben localizar como mínimo a 12 pulgadas [300 mm] aguas abajo de la salida del serpentín, según los métodos especificados en la sección de medición de caída de presión de aire a través de serpentines de la norma ASHRAE 33-2000. Además las lecturas individuales de presión estática no deben variar más de un 10% o 0.02 pulgadas de columna de agua [5 Pa] lo que sea mayor.

7.1.1.2 Pieza de transición. La pieza de transición será utilizada cuando un ducto debe ser conectado a la unidad de manejo de aire y sus secciones transversales son de un tamaño o forma diferente. Esta pieza no deberá poseer un elemento convergente que forme un ángulo mayor de 7,5 ° con el eje del ducto o un elemento divergente que forme un ángulo mayor de 3,5° con el eje del ducto. Los ejes de la abertura de la UMA y del ducto deben coincidir. Véase la Figura 2.

7.1.1.3 Ducto. Un ducto se incorpora en la configuración de prueba con la finalidad de proporcionar un plano de medición y su longitud debe ser de 10 veces el diámetro. La dimensión D es el diámetro interior de la sección circular del ducto o el diámetro equivalente de un ducto de sección transversal rectangular con dimensiones transversales "a" y "b", donde:

$$D = \sqrt{4ab/\pi} \quad m[pies] \text{ Ec 7.}$$

El ducto deberá ser recto y poseer una sección transversal uniforme ya sea circular o rectangular. El tubo de Pitot en el ducto debe ser situado entre 8,5 y 8,75 diámetros desde el extremo aguas arriba.

7.1.1.4 Rectificador de flujo de aire. Un rectificador de flujo de aire se utiliza para que las líneas de flujo sean aproximadamente paralelas al eje del ducto y deberá ser colocado en cualquier ducto que proporcione un plano medición. La forma del rectificador de flujo de aire será la especificada en la figura 3A o 3B. Para evitar una excesiva caída de presión a través del rectificador de flujo de aire, es de importancia prestar atención a las tolerancias y detalles de construcción.

7.1.1.5 Tubo de Pitot. Un tubo de Pitot debe tener las dimensiones mostradas en Figura 4, es considerado un instrumento primario y no tiene que ser calibrado. Este nos permite medir la presión estática y total del aire, siendo estas señales de presión transmitidas a un manómetro u otro indicador. El diámetro exterior del tubo no excederá 1/30 del diámetro de ducto de prueba y no deberá ser menor a 2,5 mm (0,10 pulgadas).

Un soporte rígido debe ser proporcionado para sostener el eje del tubo de Pitot y mantenerlo paralelo al eje del ducto con una tolerancia de 3 grados. El cabezal del mismo debe colocarse en las posiciones especificadas en la Figura.

7.1.1.6 *Dispositivo de estrangulamiento.* Un dispositivo de estrangulamiento puede ser usado para controlar el punto de funcionamiento de la UMA. Tal dispositivo se encuentra en el extremo del ducto de prueba y debe ser simétrico con respecto al eje del ducto.

7.2 Conducción de la prueba.

7.2.1 *Determinaciones.* Una determinación para un ducto de sección circular consiste en realizar tres (3) mediciones transversales variando el ángulo en sesenta grados con una tolerancia de más o menos un grado ($60^\circ \pm 1^\circ$).

Cada una de las mediciones transversales consta de ocho (8) lecturas tomadas según la Figura 5A, la cual está conforme con las especificaciones exigidas por la norma Amca-210 para pruebas en ventiladores, las dimensiones especificadas en dicha figura están en base al diámetro del ducto de prueba.

Una determinación para un ducto de sección transversal rectangular consiste en realizar el número de mediciones con el tubo de Pitot en las posiciones de conformidad a la Figura 5B. Además las dimensiones especificadas en dicha figura están en base a los lados del rectángulo del ducto de prueba.

Cuando se realizan las mediciones con el tubo de Pitot debe tener cuidado de que las mediciones se realicen en el mismo plano transversal, de acuerdo con la configuración de prueba utilizar se denomina plano número tres (3). Además el tubo de Pitot debe estar de frente y paralelo a las líneas de flujo ya que cualquier inclinación influye en la medición de la presión estática.

7.2.2 Determinación de la curva característica de un ventilador.

La curva característica de un ventilador se obtiene en una prueba que cubre todo su rango de operación, desde el caudal cero hasta el máximo obtenible para unas revoluciones de giro específica.

Dicha curva se obtiene en forma experimental por un conjunto de 8 a 15 puntos de trabajos, llamados determinaciones.

Procedimiento:

- (1) Ajustar las revoluciones a las deseadas.
- (2) Probar el ventilador a la máxima descarga, con el fin de obtener un valor aproximado de la velocidad máxima del flujo.
- (3) Verificar que todos los instrumentos del motor tiene indicaciones normales, de no ser así apagar el motor de inmediato.
- (4) Proceder a realizar la primera determinación. Copiar las mediciones en el formulario.
- (5) Aumentar progresivamente (según el número de determinaciones a tomar) el área de salida del estrangulador de flujo, repetir los últimos tres pasos (del paso número tres (3) al paso número cinco (5)), hasta llegar al máximo de la abertura del estrangulador y teniendo cuidado de no exceder la potencia máxima del motor.
- (6) Apague el equipo y realice los cálculos.

7.2.4 Verificación de un punto de operación en particular.

La verificación de un punto de operación específico, consiste en comprobar si las condiciones teóricas de funcionamiento como lo son el caudal, la presión, las revoluciones y la potencia. Coincidan con la realidad cuando el equipo está funcionando en dichas condiciones.

Procedimiento:

1. Comprobar que las r.p.m del ventilador son las especificadas.
2. Chequear el amperaje y el voltaje de línea consumidos por el motor, los cuales no deben exceder del voltaje y el amperaje indicado en la placa del motor.
3. Hacer un cálculo aproximado de la velocidad del flujo en el plano del tubo de Pitot (plano número tres (3)).
4. Ajuste el estrangulador de flujo de manera de obtener una velocidad cercana a la calculada.
5. Tomar nota en la hoja de determinaciones de todas las indicaciones necesarias (presiones, amperios, voltaje, etc.)
6. Realice los cálculos y compare los resultados.

7.3 Cálculos lado del aire:

7.3.1 La densidad y la viscosidad del aire

7.3.1.1 *Densidad del aire atmosférico.* La densidad del aire atmosférico (ρ_0) se determina a partir de mediciones de la temperatura ambiental de bulbo seco (t_{bs0}), temperatura ambiente de bulbo húmedo (t_{bho}), y la presión barométrica ambiental (p_b) usando las siguientes fórmulas:

$$p_e = 3.25t_{bho}^2 + 18.6t_{bho} + 692$$

Ec. 8 Sistema internacional.
Referencia de norma AMCA-210.

$$p_e = (2.96 \times 10^{-4})t_{bho}^2 - (1.59 \times 10^{-2})t_{bho} + 0.41$$

Ec. 8 Unidades Inglesas.
Referencia de norma AMCA-210

±

$$p_p = p_e - p_b \left(\frac{t_{bs0} - t_{bho}}{1500} \right)$$

Ec. 9 Sistema internacional.
Referencia de norma AMCA-210.

$$p_p = p_e - p_b \left(\frac{t_{bs0} - t_{bho}}{2700} \right)$$

Ec. 9 Unidades Inglesas.
Referencia de norma AMCA-210.

$$\rho_0 = \frac{p_b - 0.387p_p}{R(t_{bs0} + 273.15)}$$

Ec. 10 Sistema internacional.
Referencia de norma AMCA-210.

$$\rho_0 = \frac{70.73(p_b - 0.387p_p)}{R(t_{bs0} + 459.67)}$$

Ec. 10 Unidades Inglesas.
Referencia de norma AMCA-210.

La ecuación Ec. 8 es aproximadamente correcta para la presión de saturación (p_e) para un rango de temperatura de bulbo húmedo (t_{bh0}) entre 4 ° C y 32 ° C (40 ° F y 90 ° F). La constante R de gas, para aire, puede ser tomado como 287.1J/kg • K (53,35 Pies • lbf / lbm • ° R).

7.3.2 Densidad del aire en el ducto.

La densidad del aire en un ducto y en el plano de medición x (ρ_x), se puede calcular mediante la corrección de la densidad del aire atmosférico (ρ_0) para la presión estática (P_{sx}) y la temperatura de bulbo seco (t_{bsx}) en el plano de medición utilizando:

$$\rho_x = \rho_0 \left[\frac{t_{bs0} + 273.15}{t_{bsx} + 273.15} \right] \left[\frac{P_{sx} + p_b}{p_b} \right]$$

Ec. 11 Sistema internacional.
Referencia de norma AMCA-210.

$$\rho_x = \rho_0 \left[\frac{t_{bs0} + 459.67}{t_{bsx} + 459.67} \right] \left[\frac{P_{sx} + 13.595p_b}{13.595p_b} \right]$$

Ec. 11 Unidades Inglesas.
Referencia de norma AMCA-210.

7.3.3 Densidad del aire en el ventilador.

La densidad del aire en el ventilador (ρ) se calcula a partir de la densidad del aire atmosférico (ρ_0), la presión total a la entrada del ventilador (P_{t4}), y la temperatura de estancamiento total a la entrada del ventilador (t_{s1}) con la ecuación:

$$\rho = \rho_0 \left[\frac{P_{t4} + p_b}{p_b} \right] \left[\frac{t_{bs0} + 273.15}{t_{s4} + 273.15} \right]$$

Ec. 12 Sistema internacional.
Referencia de norma AMCA-210.

$$\rho = \rho_0 \left[\frac{P_{t4} + 13.595p_b}{13.595p_b} \right] \left[\frac{t_{bs0} + 459.67}{t_{s4} + 459.67} \right]$$

Ec. 12 Unidades Inglesas
Referencia de norma AMCA-210.

La temperatura de estancamiento (t_{s4}) es igual la temperatura de bulbo seco a la que sale el aire del serpentín t_{bs4}

7.3.4 Viscosidad dinámica del aire.

La viscosidad (μ) deberá ser calculada:

$$\mu = (17.23 + 0.048t_{bs}) \times 10^{-6}$$

Ec. 13 Sistema internacional.
Referencia de norma AMCA-210.

$$\mu = (11.00 + 0.018t_{bs}) \times 10^{-6}$$

Ec. 13 Unidades Inglesas.
Referencia de norma AMCA-210.

El valor de la viscosidad dinámica del aire de $1,819 \times 10^{-5} \text{ Pa} \cdot \text{s}$ ($1.222 \times 10^{-5} \text{ lbm} / \text{Pies} \cdot \text{s}$), se puede utilizar entre 4°C (40°F) y 40°C (100°F).

7.3.5 Caudal de aire.

El caudal de aire del ventilador puede ser calculado a partir de la medición de la presión dinámica (P_{d3}) tomada por un pitot, a través de los siguientes pasos:

7.3.5.1 Presión dinámica. La presión dinámica (P_{d3}) que corresponde a la velocidad promedio se obtendrá a partir de las mediciones individuales (P_{d3r}), y será obtenida con la siguiente fórmula:

$$P_{d3} = \left(\frac{\sum \sqrt{P_{d3r}}}{n} \right)^2$$

Ec. 14
Referencia de norma AMCA-210.

7.3.5.2 Velocidad. El promedio de la velocidad (V_3) será calculado a partir de la densidad del aire en el plano de medición número tres (ρ_3) y la presión dinámica correspondiente (P_{v3}) usando:

$$V_3 = \sqrt{2} \sqrt{\frac{P_{d3}}{\rho_3}}$$

Ec. 15 Sistema internacional.

$$V_3 = 1097.8 \sqrt{\frac{P_{d3}}{\rho_3}}$$

Ec. 15 Unidades Inglesas.

7.3.5.3 Caudal de aire. La tasa de flujo de aire (Q_3) en el plano en el plano de medición se calcula a partir de la velocidad (V_3) y el área (A_3) usando:

$$Q_3 = V_3 A_3 \quad \text{Ec. 16}$$

7.3.5.4 Caudal de aire del ventilador. La tasa de flujo de aire del ventilador en las condiciones de prueba (Q) se calcula a partir de la ecuación de continuidad.

$$Q = Q_3 \left(\frac{\rho_3}{\rho} \right) \quad \text{Ec. 17}$$

Referencia de norma AMCA-210.

7.3.6 Presión dinámica del ventilador a las condiciones de prueba.

Cuando se efectúa la medición de la presión dinámica con un tubo de Pitot, la presión dinámica del ventilador (P_d) se determina a partir de la presión dinámica (P_{d3}) usando:

$$P_d = P_{d3} \left(\frac{\rho_3}{\rho_2} \right) \left(\frac{A_3}{A_2} \right)^2 \quad \text{Ec. 18}$$

Referencia de norma AMCA-210.

Nota: Siempre que P_{s3} y P_{s2} difieran en menos de 1kPa (4 Pulgadas H_2O), ρ_2 se puede considerar igual a ρ_3 .

7.3.7 Presión estática.

Cuando se utiliza un tubo de Pitot para la medición de la presión, el promedio de la presión estática (P_{s3}) se calculará a partir de:

$$P_{s3} = \frac{\sum P_{s3r}}{n} \quad \text{Ec. 19}$$

7.3.8 Presión total en la salida del ventilador (P_{t2}).

La presión total del ventilador se calcula a partir de mediciones de las presiones en el ducto, corrigiendo para las pérdidas de presión que se producen entre el ventilador y el plano de medición. Para poder determinar la presión total se deben realizar los siguientes cálculos:

7.3.8.1 *Diámetro hidráulico*. El diámetro hidráulico para ductos circulares es el mismo diámetro (D). El diámetro hidráulico para ductos rectangulares se calculará partiendo de las dimensiones interiores transversales a y b usando:

$$D_h = \frac{2ab}{a + b} \quad \text{Ec. 20}$$

Referencia de norma AMCA-210.

7.3.8.2 *Número de Reynolds*. El número de Reynolds (Re) basado en el diámetro hidráulico D_h deberá ser calculado partiendo de:

$$R_e = \frac{D_h V \rho}{\mu} \quad \text{Ec. 21 Sistema internacional.}$$

$$R_e = \frac{D_h V \rho}{60 \mu}$$

Ec. 21 Unidades Inglesas.

Usando densidad del aire calculada en la sección 7.2 y la velocidad como se determina en la Sección 7.3.

7.3.8.3 Coeficiente de fricción.

El coeficiente de fricción (f) se determinará a partir de:

$$f = \frac{0.14}{R_e^{0.17}}$$

Ec. 22

Referencia de norma AMCA-210.

7.3.8.4 Relación entre la Longitud equivalente de la celda rectificadora y el diámetro hidráulico.

La relación entre la longitud equivalente (Le) de un rectificador y el diámetro hidráulico (D_h) se determina a partir del espesor elemental (y) y el diámetro equivalente (D) usando:

$$\frac{Le}{D_h} = \frac{15.04}{\left[1 - 26.55 \left(\frac{y}{D}\right) + 184.6 \left(\frac{y}{D}\right)^2\right]^{1.83}}$$

Ec. 23

Referencia de norma AMCA-210

Nota: Esta expresión es exacta para rectificadores de flujo de ductos circulares y lo suficientemente precisa para rectificadores de ductos rectangular.

7.3.8.5 Presión total en la entrada del ventilador.

Como el ventilador extrae aire dentro de la UMA, después del serpentín, la presión total en la entrada del ventilador (P_{t4}) es el promedio de las presiones medidas en las esquinas de la unidad de manejo de aire.

$$P_{t4} = \frac{\sum P_{t4r}}{n}$$

Ec. 24

7.3.8.6 Presión total en el plano medición número 2.

Cuando el ventilador descarga en un ducto con un tubo de Pitot, La presión total (P_{t2}) se considerará igual a la suma de el promedio de la presión estática (P_{s3}) y el promedio de la presión dinámica (P_{v3}), con la corrección por la pérdida de fricción que se producen por la longitud equivalente (Le) de la celda rectificadora de flujo y la longitud ($L_{2,3}$) del ducto entre la salida del ventilador y el plano de medición. Utilizando la siguiente ecuación:

Cuando se usa un rectificador tipo celda:

$$P_{t2} = P_{s3} + P_{d3} + f \left(\frac{L_{2,3}}{D_{h3}} + \frac{L_e}{D_{h3}} \right) P_{d3}$$

Ec. 25
Referencia de norma AMCA-210.

Cuando se usa un rectificador tipo estrella:

$$P_{t2} = P_{s3} + P_{d3} + f \left(\frac{L_{2,3}}{D_{h3}} - 2 \right) P_{d3} + 0.95 P_{d3} (R_e)^{-0.12}$$

Ec. 26
Referencia de norma AMCA-210

7.3.9 Presión total del ventilador.

La presión total del ventilador (P_t) en las condiciones de prueba se calculará a partir de:

$$P_t = P_{t2} - P_{t4}$$

Ec. 27

Nota: como esta es una expresión algebraica, si P_{t4} es negativo, P_t será numéricamente mayor que P_{t2} .

7.3.10 Presión estática del ventilador.

La presión estática del ventilador (P_s) a las condiciones de la prueba será calculada a partir de:

$$P_s = P_t - P_d$$

Ec. 28

7.3.11 Potencia de entrada del ventilador.

La potencia de entrada del ventilador (H), se puede calcular a partir de la alimentación del motor del ventilador (L_0) y la eficiencia del motor (η) usando:

$$H = L_0 \eta$$

Ec. 29 Sistema internacional.

$$H = \frac{L_0 \eta}{745.7}$$

Ec. 29 Unidades Inglesas.

Donde, para un motor eléctrico monofásico, el consumo de energía viene definido por:

$$L_0 = A \cdot V \cdot FP$$

Ec. 30 Sistema internacional.

$$L_0 = \frac{A \cdot V \cdot FP}{746}$$

Ec. 30 Unidades Inglesas.

Nota: En el caso de utilizar otro tipo de motor ver la Tabla 2. Cálculo de la potencia consumida por el motor eléctrico del ventilador (L_0).

7.3.12 Potencia de salida del ventilador.

La potencia de salida del ventilador (H_0) es proporcional al producto del caudal de aire del ventilador (Q) y la presión total del ventilador (P_t), esto para el caso de que el aire fuera incompresible. Puesto que el aire es compresible, los efectos termodinámicos influyen en la salida y un coeficiente de compresibilidad (K_p) se debe aplicar para hacer que la potencia de salida sea proporcional a (QP_t).

$$H_0 = QP_tK_p \quad \text{Ec. 31 Sistema internacional.}$$

$$H_0 = \frac{QP_tK_p}{6343.3} \quad \text{Ec. 31 Unidades Inglesas.}$$

7.3.12.1 Coeficientes de compresibilidad.

El coeficiente de compresibilidad (K_p) puede determinarse a partir de:

$$x = \frac{P_t}{P_{t4} + p_b} \quad \text{Ec. 32 Sistema internacional.}$$

Referencia de norma AMCA-210.

$$x = \frac{P_t}{P_{t4} + 13.595p_b} \quad \text{Ec. 32 Unidades Inglesas.}$$

Referencia de norma AMCA-210.

Y:

$$z = \left(\frac{\gamma - 1}{\gamma} \right) \left(\frac{\left[\frac{H}{Q} \right]}{P_{t4} + p_b} \right) \quad \text{Ec. 33 Sistema internacional.}$$

Referencia de norma AMCA-210.

$$z = \left(\frac{\gamma - 1}{\gamma} \right) \left(\frac{\left[\frac{6343.3H}{Q} \right]}{P_{t4} + 13.595p_b} \right) \quad \text{Ec. 33 Unidades Inglesas.}$$

Referencia de norma AMCA-210.

Dónde:

$$\gamma = \frac{C_p}{C_v} \quad \text{Ec. 34}$$

Nota: La relación de calores específicos γ , puede ser tomada como 1.4 para el aire según la norma AMCA-210

Y:

$$K_p = \left(\frac{\ln(1+x)}{x} \right) \left(\frac{z}{\ln(1+z)} \right) \quad \text{Ec. 35}$$

Referencia de norma AMCA-210.

7.3.13 Eficiencia total del ventilador.

La eficiencia total del ventilador (η_t) es la relación de la potencia de salida del ventilador y la potencia de entrada del ventilador, o bien:

$$\eta_t = \frac{Q P_t K_p}{H} \quad \text{Ec. 36 Sistema internacional.}$$

$$\eta_t = \frac{Q P_t K_p}{6343.3 H} \quad \text{Ec. 36 Unidades Inglesas}$$

7.3.14 Eficiencia estática del ventilador

La eficiencia estática del ventilador (η_s) puede calcularse a partir de la eficiencia total del ventilador (η_t) y la relación de la presión estática del ventilador (P_s) y la presión total del ventilador (P_t) usando:

$$\eta_s = \eta_t \left(\frac{P_s}{P_t} \right) \quad \text{Ec. 37}$$

7.3.15 Cálculos del flujo másico de aire seco.

7.4.15.1 Para calcular la rata masa de aire seco que pasa a través de la unidad de manejo de aire, se considera el la mezcla de aire-vapor de agua como un gas ideal.

$$\dot{m}_a = \frac{P_{a2} Q_2}{R_a t_{bs2}} \quad \text{Ec. 38}$$

Referencia anexo 1.

Dónde:

$$P_{v2} = \phi_2 P_{g2} \quad \text{Ec. 39}$$

Referencia anexo 1.

$$P_{a2} = P_{t2} - P_{v2} \quad \text{Ec. 40}$$

Referencia anexo 1

7.3.16 Cálculo de la velocidad de cara del aire a las condiciones de prueba:

$$V_a = \left[\frac{\dot{m}_a}{\rho_m A_f} \right]$$

Ec. 41.
Referencia ASHRAE 33-2000

7.3.17 Cálculo de la velocidad de cara del aire estándar de la siguiente manera:

$$V_{as} = \left[\frac{\dot{m}_a}{1.2 A_f} \right]$$

Ec. 42 Sistema internacional.
Referencia ASHRAE 33-2000

$$V_{as} = \frac{\dot{m}_a}{0.075 A_f}$$

Ec. 42 Unidades Inglesas.
Referencia ASHRAE 33-2000

..

7.3.18 Cálculos de capacidad de enfriamiento total para el lado del aire.

Se calcula la capacidad de enfriamiento total del aire de la siguiente manera:

$$q_{ta} = \dot{m}_a [h_{a2} + w_2 h_{v2} + (w_0 - w_2) h_l - h_{a0} - w_0 h_{v0}]$$

Ec. 43
Referencia anexo 1

7.3.19 Calcular la capacidad sensible de enfriamiento del aire de la siguiente manera:

$$q_{sa} = [\dot{m}_a c_p (t_{bs0} - t_{bs2})]$$

Ec. 44 Sistema internacional.
Referencia ASHRAE 33-2000.

$$q_{sa} = 60 \dot{m}_a c_p (t_{bs0} - t_{bs2})$$

Ec. 44 Unidades Inglesas.
Referencia ASHRAE 33-2000.

Dónde:

$$c_p = 0.240 + 0.444 w_2$$

Ec. 45 Unidades Inglesas.
Referencia ASHRAE 33-2000.

$$c_p = 1.005 + 1.859 w_2$$

Ec. 45 Sistema internacional.
Referencia ASHRAE 33-2000.

Para simplificar, un valor para $c_p = 0.241 [1.009]$ puede ser utilizado y:

$$q_{sa} = 14.58 \dot{m}_a (t_{bs0} - t_{bs2})$$

Ec. 46 Unidades Inglesas.
Referencia ASHRAE 33-2000.

$$q_{sa} = [1.017 \dot{m}_a (t_{bs0} - t_{bs2})],$$

Ec. 46 Sistema internacional.
Referencia ASHRAE 33-2000.

7.3.20 Cálculos para la caída de presión del aire a través del serpentín:

7.3.19.1 Calcular la caída de presión del aire, en condiciones estándar, para serpentines evaporadores con refrigerante y serpentines con agua enfriada de la siguiente manera:

$$\Delta p_s = \left[\frac{\rho_m \cdot \Delta p_a}{1.2} \right],$$

Ec. 47 Sistema internacional.
Referencia ASHRAE 33-2000.

$$\Delta p_s = \frac{\rho_m \cdot \Delta p_a}{0.075}$$

Ec. 47 Unidades Inglesas.
Referencia ASHRAE 33-2000.

$$\rho_m = \frac{\rho_0 + \rho_2}{2}$$

Ec. 48

Donde el promedio de la densidad de la mezcla aire-vapor de agua (ρ_m) es evaluado en la presión estática absoluta promedio en el serpentín (P_s), humedad relativa promedio (W_m), y temperatura promedio del termómetro de bulbo seco (t_{mbh}).

Donde Δp_a :

$$\Delta p_a = P_{s0} - P_{s4}$$

Ec. 49
Referencia anexo 2.

$$P_{s0} = p_b - P_{d0}$$

Ec. 50
Referencia anexo 2.

$$P_{d0} = \rho_0 \frac{V_{as}^2}{2}$$

Ec. 51
Referencia anexo 2

8 PRUEBA DEL MEDIO ENFRIADOR.

En esta sección se explica cómo realizar la prueba del medio enfriador en una unidad de manejo de aire, bien sea que funcione con refrigerante, agua o una solución acuosa de glicol. Para el caso de ser una unidad de manejo de aire enfriada con refrigerante existen tres métodos para obtener el flujo másico de éste, los cuales serán explicados a detalle a continuación.

8.1 Configuración de prueba para UMA que funcionan con refrigerante.

8.1.1 Configuración para la medición del flujo másico de refrigerante líquido a través del medidor de flujo.

8.1.1.1 El flujo másico del líquido de refrigerante ($\dot{m}_r$) se puede medir con un medidor de flujo líquido volumétrico. El medidor debe ser conectado en la línea entre el colector de salida del líquido y el dispositivo de control de refrigerante como se muestra en la Figura 7. Para que el medidor funcione de manera apropiada bajo todas las condiciones, se debe proveer los siguientes sistemas adicionales:

- a. Un enfriador debe ir colocado delante del medidor para evitar la vaporización del refrigerante cuando sea requerido. La línea de enfriamiento del líquido que entra en el medidor no deberá ser menor a 5 °F [2.8°C].
- b. De ser posible colocar mirillas localizadas inmediatamente antes y después del medidor para observar que las burbujas de vapor no se mezclen con el líquido refrigerante.
- c. Un instrumento de medición de temperatura debe ser colocado para registrar la temperatura a la que el refrigerante líquido sale del medidor.
- d. Un separador de aceite localizado en la descarga del compresor con un sistema de retorno de aceite al cárter del compresor, manual o automático.

8.1.2 Configuración para la medición del flujo másico de refrigerante líquido a través del método de agua en el condensador.

8.1.2.1 El flujo másico del líquido de refrigerante ($\dot{m}_r$) puede ser determinado por el método de agua en el condensador como se muestra en la Figura 7. El método determina el flujo másico del refrigerante por la medición del cambio de entalpía y el calor removido del refrigerante cuando este pasa por el condensador sumergido en agua, el cálculo se muestra en la sección 8.5.

8.1.2.2 La temperatura (t_{c1}) y presión (P_{c1}) del vapor de refrigerante sobrecalentado debe ser medido como entra al condensador, y la temperatura (t_{c2}) y presión absoluta (P_{c2}) del refrigerante en estado líquido subenfriado debe ser medido como sale del condensador. La variación de temperatura del vapor sobrecalentado a la entrada del condensador (Δt_{c1}) no debe ser menor a 10°F [5.6 °C]. Donde la variación de temperatura del vapor sobrecalentado a la entrada del condensador (Δt_{c1}) se define como la diferencia entre la temperatura del vapor de refrigerante sobrecalentado entrando al condensador (t_{c1}) y la temperatura de vapor saturado de refrigerante entrando al condensador (t_{c1g}) a la presión del vapor de refrigerante sobrecalentado (P_{c1}), obtenida de tablas termodinámicas, donde:

$$\Delta t_{c1} = t_{c1} - t_{c1g}$$

Ec. 52

La variación de temperatura de enfriamiento del refrigerante saliendo del condensador (Δt_{c2}) no debe ser menor a 5°F [2.8°C] al menos que se demuestre que no hay vapor presente. Donde La variación de temperatura de enfriamiento del refrigerante saliendo del condensador (Δt_{c2}) es la diferencia entre la temperatura del líquido de refrigerante

saturado dejando el condensador (t_{c2f} obtenida de tablas termodinámicas) a la presión absoluta del refrigerante en estado líquido subenfriado (P_{c2}) y la temperatura de refrigerante líquido subenfriado dejando el condensador (t_{c2}).donde:

$$\Delta t_{c2} = t_{c2f} - t_{c2} \quad \text{Ec. 53}$$

8.1.2.3 La temperatura del agua debe ser medida en la entrada (t_{w1}) y en la salida (t_{w2}) del condensador y el flujo másico del agua ($\dot{m}_w$) debe ser determinado por uno de los instrumentos en la sección 6. instrumentos y métodos de prueba.

8.1.2.4 El condensador deberá estar aislado para que las pérdidas de calor sean la menor magnitud posible.

8.1.2.5 Deberá ser medida la temperatura ambiental de bulbo seco en el condensador (t_{abs}).

8.1.3 Configuración para la medición del flujo másico de refrigerante líquido a través del método de la curva del compresor.

8.1.3.1 El flujo másico del líquido de refrigerante volátil ($\dot{m}_r$) puede ser determinado por el método de la curva del compresor.

8.1.3.2 La temperatura (t_{c1}) y presión (P_{c1}) del vapor de refrigerante sobrecalentado deberá ser medido como entra al compresor. La temperatura (t_{c2}) y presión (P_{c2}) del vapor de refrigerante sobrecalentado deberá ser medido como sale del compresor. La temperatura de sobrecalentamiento del vapor de refrigerante entrando al compresor (Δt_{c1}) no debe ser menor a 10°F [5.6 °C]. La temperatura de sobrecalentamiento del vapor de refrigerante a la salida del compresor (Δt_{c2}) durante la prueba no debe ser más de 10°F [5.6 °C].

Donde la temperatura de sobrecalentamiento del vapor de refrigerante entrando al compresor (Δt_{c1}) se obtiene de la diferencia entre la temperatura del vapor de refrigerante sobrecalentado en la entrada del compresor (t_{c1}) y la temperatura del vapor de refrigerante saturado en la entrada del compresor (t_{c1g}) a la presión absoluta del refrigerante sobrecalentado en la entrada del compresor (P_{c1}).

$$\Delta t_{c1} = t_{c1} - t_{c1g} \quad \text{Ec. 54}$$

Donde La temperatura de sobrecalentamiento del vapor de refrigerante a la salida del compresor (Δt_{c2}) es la diferencia entre la temperatura del vapor de refrigerante sobrecalentado dejando el compresor (t_{c2}) y la temperatura del vapor de refrigerante saturado dejando el compresor (t_{c2g}) a la presión absoluta del vapor de refrigerante sobrecalentado (P_{c2}).

$$\Delta t_{c2} = t_{c2} - t_{c2g} \quad \text{Ec. 55}$$

8.2 Montaje para la medición de las propiedades del refrigerante.

8.2.1 La temperatura y presión del refrigerante entrando y saliendo del serpentín pueden ser medidos por el aparato ilustrado en la figura 7. El sistema de tubería conectado al circuito de refrigerante líquido no tiene un requerimiento de medidas. El sistema de tuberías conectado al colector de succión deberá ser del mismo tamaño de la succión del serpentín.

8.2.2 Los instrumentos de medición de temperatura y presión deberán ser ubicados en el circuito de refrigerante en los siguientes lugares:

- a. Justo antes del dispositivo de control de líquido para determinar la presión (P_{r0}) y la temperatura (t_{r0}) del refrigerante enfriado en la entrada al dispositivo de control de líquido. En caso de no poder realizar la medición de la presión antes del dispositivo de control (P_{r0}), podemos definir el estado termodinámico en ese punto si se supone que h_{r0} es la entalpia del refrigerante a la temperatura del líquido saturado (t_{r0}) entrado en el dispositivo de control de refrigerante líquido.
- b. Una toma de presión y temperatura debe colocarse en un punto ubicado aguas abajo del colector de succión y antes de la entrada del compresor y para así determinar las propiedades del estado termodinámico del refrigerante sobrecalentado mediante la presión (P_{c1}) y temperatura (t'_{c1}).
- c. Según el método a utilizar se deberán colocar las tomas de presión y temperatura necesarias en cada método según la Figura 7, lo cual ya fue explicado en las secciones anteriores.

8.2.3 El dispositivo de control de líquido usado durante la prueba debe ser ubicado cerca del colector de distribución del serpentín y debe ser uno de los siguientes:

- a. Una válvula de expansión termostática convencional que es controlada manualmente mediante presión en el diafragma de la válvula.
- b. Una válvula de expansión operada manualmente.

8.2.4 La presión de succión en el serpentín deberá ser controlada regulando la capacidad del compresor de refrigerante. Esto se puede lograr de cualquier manera deseada mientras se mantenga las condiciones de un estado estacionario, tal como una válvula de estrangulamiento operada a mano en la línea de succión o una válvula de paso entre el sistema de alta presión y el sistema de baja presión del compresor.

8.2.5 De ser posible se deberán colocar dos mirillas, la primera ubicada en la línea de succión cerca de la salida del serpentín para detectar si hay inundaciones de líquido en el serpentín. Y la segunda mirilla se debe colocar en la línea de líquido delante del instrumento de medición de temperatura para asegurarse que no hay gases presentes.

8.2.6 Para los efectos de este protocolo, no se podrá determinar la caída de presión del refrigerante que ocurre a través del serpentín y el cabezal de succión, esto debido a que dentro de la unidad de manejo de aire no se encuentran los medios adecuados para

realizar la medición y no es posible colocarlos sin dañar la integridad física de la unidad de manejo de aire. El propósito del protocolo es diagnosticar y validar las especificaciones técnicas de la misma pero sin dañar su integridad física. Por otra parte en la sección 7.5.3 norma ASHRAE33-2000 (página 9) habla sobre unos requerimientos sobre la ubicación de los equipos de medición de caída de presión, en los cuales se establecen ciertas distancias que dentro del equipo a evaluar no se cumplen, lo que obligaría a realizar un estudio únicamente del serpentín y no del equipo completo (UMA), por lo tanto se escapa del alcance de este protocolo.

8.3 Configuración de prueba para serpentines que funcionan con agua o mezcla de glicol.

8.3.1 Medición de flujo másico de agua o solución de glicol.

El flujo másico de agua ($\dot{m}_w$) o solución de glicol ($\dot{m}_g$) puede ser determinado por un medidor de cantidad de líquido ya sea por el cambio de masa (M_w o M_g) o cambio de volumen (V_w o V_g) en un periodo de tiempo. El dispositivo deberá tener un tanque con capacidad suficiente para acumular el flujo por lo menos durante dos (2) minutos y deberá ser ubicado de tal manera que el líquido en la salida del serpentín pueda ser dirigido hacia este. Además el flujo másico del agua ($\dot{m}_w$) o de solución de glicol ($\dot{m}_g$) también puede ser determinado mediante un medidor de flujo, midiendo el flujo de masa instantáneo o el flujo volumétrico.

8.3.2 Aparato de medición para propiedades del agua o solución de glicol.

8.3.2.1 La temperatura y presión del agua o solución de glicol en la entrada y salida del serpentín puede ser medidas mediante el aparato mostrado en la Figura 8. La tubería de conexión entre serpentín y configuración de prueba deberá ser de la misma medida que las conexiones de alimentación y retorno del serpentín.

8.3.2.2 Los instrumentos para la medición de temperatura deberán ser ubicados de tal forma que permitan medir en la entrada (t_{w1} o t_{g1}) y en la salida (t_{w2} o t_{g2}) del serpentín. De ser posible las líneas de líquido deberán aislarse en las zonas adyacentes de la ubicación de los instrumentos.

8.3.2.3 Se instalarán los medios adecuados para determinar la presión absoluta del líquido en la entrada (P_{w1} o P_{g1}) y salida del serpentín (P_{w2} o P_{g2}), con el fin de calcular la caída de presión del líquido a través del serpentín (ΔP_w o ΔP_g). También es posible determinar la caída de presión del líquido a través del serpentín con un manómetro diferencial conectado a los anillos piezómetro colocados en la entrada y salida del serpentín, como se muestra en la Figura 8. Los anillos piezométricos deben ser localizados y construidos en concordancia con la Figura 8.

8.3.2.4 En el caso de utilizar glicol, se usarán los medios adecuados para determinar la composición másica de la solución de glicol (x_g).

8.4 Conducción de la prueba.

8.4.1 Consideraciones.

8.4.1.1 Para poder completar los requerimientos de este protocolo, deben ser utilizados dos métodos para poder obtener las capacidades del serpentín. Uno de los métodos debe medir la capacidad de enfriamiento del lado del aire, el otro método debe medir la capacidad de calentamiento en el medio enfriador.

8.4.1.2 Las capacidades medidas en el aire y en el medio enfriador deben coincidir con un error de $\pm 5\%$. El promedio de las dos mediciones debe ser utilizado como la capacidad de la unidad de manejo de aire, como es indicado en la norma ASHRAE 33-2000.

8.4.1.3 La duración de cada prueba no debe ser menor a media hora luego de que el equilibrio térmico es conseguido. Un mínimo de 4 series de registros consecutivos a iguales intervalos de tiempo aproximadamente deberán ser registrados durante el periodo de prueba, y el promedio aritmético de estas lecturas deberán ser utilizados para los cálculos.

8.4.1.4 La prueba del lado del aire y del medio enfriador se deben realizar simultáneamente con el fin de garantizar las mismas condiciones de prueba.

8.4.2 Procedimiento de prueba en el medio de enfriamiento, refrigerante en serpentín evaporador.

Debe hacerse un registro continuo en la presión y temperatura de succión del compresor. La temperatura promedio correspondiente a la succión debe ser registrada durante la prueba y ajustarla a la temperatura de enfriamiento deseada a través de la presión correspondiente a esta temperatura. La temperatura y presión en la sección deberán ser utilizadas para los cálculos como el promedio de las mediciones registradas. En ningún caso debe aceptarse una prueba en donde existe una fuga del refrigerante.

- (1) Ajustar el medio de estrangulamiento (válvula de expansión) en la línea de succión, a la presión de succión correspondiente a la temperatura del refrigerante deseado.
- (2) Establecer el tiempo para la prueba (30 min como mínimo) y dividirlo entre el número de registros deseado (mínimo (4) cuatro), para así obtener el intervalo de tiempo en el cual se registraran las mediciones.
- (3) Registrar los datos en el formulario correspondiente, según el método utilizado para determinar en flujo másico del refrigerante según el método utilizado.

8.4.3 Procedimiento de prueba en el medio de enfriamiento, serpentines de agua o solución de glicol.

8.4.3.1 La temperatura del líquido en la entrada del serpentín y el flujo de masa deben ser ajustados a los valores deseados.

- (1) Ajustar la temperatura de entrada al serpentín al valor deseado.

- (2) Establecer el tiempo para la prueba (30 min como mínimo) y dividirlo en número de registros deseado (mínimo (4) cuatro), para así obtener el intervalo de tiempo en el cual se registraran las mediciones.
- (3) Registrar los datos en el formulario correspondiente, según el fluido de trabajo (agua o solución de glicol).

8.5 Cálculos para la prueba del medio enfriador.

8.5.1 Cálculo del flujo másico de refrigerante volátil.

Se puede calcular del flujo másico de refrigerante volátil. $[lb/h, (kg/s)]$, de las siguientes maneras:

a. Medidor de flujo líquido:

El flujo másico se debe medir directamente del instrumento.

b. Método de agua en el condensador:

$$\dot{m}_r = \frac{\dot{m}_w C_{pw}(t_{w2} - t_{w1}) + q_c}{h_{c1} - h_{c2}}$$

Ec. 56
Referencia ASHRAE 33-2000.

Dónde:

$$q_c = K_c(t_{c1g} - t_{adb})$$

Ec. 57
Referencia ASHRAE 33-2000.

Evaluar el calor específico del agua del condensador a presión y temperatura constante a $0.5(t_{w1} + t_{w2})$. Para simplificar puede ser usado $C_p = 1.000$ [4.187].

c. Método de la curva del compresor:

$$\dot{m}_r = \frac{q_c}{h_{c2} - h_{c1}}$$

Ec. 58
Referencia ASHRAE 33-2000.

8.5.2 Cálculos del flujo másico de agua y solución de glicol.

8.5.5.1 Calcular el flujo de agua o solución de glicol de la siguiente manera:

a. Agua:

$$\dot{m}_w = [M_w/Z_w] = [\rho_w V_{ol_w}/Z_w]$$

Ec. 59 Sistema internacional.

$$\dot{m}_w = 60M_w/Z_w = 60\rho_w V_w/Z_w$$

Ec. 59 Unidades Inglesas

b. Solución acuosa con glicol:

$$\dot{m}_g = [M_g/Z_g] = [\rho_g V_g/Z_g]$$

Eq. 60 Sistema internacional.

$$\dot{m}_g = 60M_g/Z_g = 60\rho_g V_g/Z_g$$

Eq. 60 Unidades Inglesas

8.5.3 Calculo del flujo volumétrico estándar de agua y de solución con glicol de la siguiente manera:

a. Agua:

$$Q_{wSTD} = \frac{\dot{m}_w}{998.927}$$

Ec. 61 Sistema internacional.

$$Q_{wSTD} = \frac{\dot{m}_w}{500.185}$$

Ec. 61 Unidades Inglesas.

b. Solución acuosa con glicol:

$$Q_{gSTD} = \frac{\dot{m}_g}{998.927}$$

Ec. 62 Sistema internacional.

$$Q_{gSTD} = \frac{\dot{m}_g}{500.185}$$

Ec 62 Unidades Inglesas.

8.5.4 Capacidad de enfriamiento del medio enfriador:

a. Serpentin evaporador que funciona con refrigerante volátil.

$$q_{tz} = \dot{m}_r(h_{c1} - h_{r0})$$

Ec. 63

Donde h_{r0} es la entalpia del refrigerante a la temperatura del líquido saturado (t_{r0}) entrado en el dispositivo de control de refrigerante líquido.

Donde h_{c1} es la entalpia del vapor de refrigerante sobrecalentado dejando en cabezal de succión del serpentín a la temperatura del vapor de refrigerante sobrecalentado en la entrada del compresor (t'_{c1}) y la presión absoluta del refrigerante sobrecalentado entre la entrada del compresor (P_{c1})

b. Serpentes de agua.

$$q_{tz} = \dot{m}_w(h_{w2} - h_{w1})$$

Ec. 64

Para simplificar, la siguiente formula puede ser utilizada:

$$q_{tz} = \dot{m}_w \cdot C_{pw} (t_{w2} - t_{w1}) \quad \text{Ec. 65}$$

c. Serpentes de solución acuosa con glicol:

$$q_{tz} = \dot{m}_g \cdot C_{pg} (t_{g2} - t_{g1}) \quad \text{Ec. 66}$$

Evaluar el calor específico de la solución acuosa de glicol frío a presión constante y temperatura a $0.5(t_{g1} + t_{g2})$.

8.5.5 Capacidad promedio y ecuaciones de balance de calor:

8.5.5.1 Para serpentines enfriadores, se consigue la capacidad promedio, de la siguiente manera:

$$q_t = 0.5(q_{ta} + q_{tz}) \quad \text{Ec. 67}$$

Donde la caída en el balance de calor entre los dos fluidos se debe encontrar entre los siguientes límites:

$$+5\% \geq \frac{100(q_{ta} - q_{tz})}{q_t} \geq -5\% \quad \text{Ec. 68}$$

8.5.6 Calculo las pérdidas de carga a través de un serpentín con una temperatura promedio de agua para enfriar aire de la siguiente manera:

$$h_{fw} = \frac{0.20387 \Delta p_w}{(\rho_{w1} + \rho_{w2})} \quad \text{Ec. 69 Sistema internacional} \\ \text{Referencia ASHRAE 33-2000.}$$

$$h_{fw} = \frac{288 \Delta p_w}{(\rho_{w1} + \rho_{w2})} \quad \text{Ec. 69 Unidades Inglesas} \\ \text{Referencia ASHRAE 33-2000.}$$

8.5.7 Calculo de la perdida de carga a través del serpentín enfriado por una solución acuosa con glicol a la temperatura media.

$$h_{fg} = \left[\frac{203.87 \Delta p_g}{(\rho_{g1} + \rho_{g2})} \right] \quad \text{Ec. 70 Sistema internacional.} \\ \text{Referencia ASHRAE 33-2000.}$$

$$h_{fg} = \frac{288 \Delta p_g}{(\rho_{g1} + \rho_{g2})} \quad \text{Ec. 70 Unidades Inglesas.} \\ \text{Referencia ASHRAE 33-2000.}$$

9. PRUEBA DE SONIDO.

La prueba de sonido se realiza para asegurar que la unidad de manejo de aire no exceda niveles predeterminados que generan contaminación auditiva y molestan el oído humano.

9.1. Definiciones

9.1.1 *Sonido*. El sonido es una vibración en un medio elástico y es esencialmente un fenómeno de presión. El sonido por vía aérea es una variación de la presión del aire con la presión atmosférica como un medio. Un cuerpo en vibración produce una ola de compresión, como esta ola emana de un cuerpo en vibración, las moléculas del medio que las transmite son comprimidas alternadamente. De esta manera el sonido es transmitido mediante un medio compresible, ya sea gas, líquido o sólido.

Sin embargo, como el sonido es transmitido mediante la compresión y expansión alternativa de las moléculas, este no puede viajar por el vacío. También, las ondas de sonido generalmente se desplazan más rápido en materiales más densos, la velocidad es aproximadamente 1130 *Pies/s* en aire, 4500 *Pies/s* en agua y 15000 *Pies/s* en acero.

9.1.2 *Frecuencia*. La frecuencia es el número de vibraciones o ciclos de compresión por segundo. Como cada molécula del aire en una onda de sonido sigue el movimiento de la fuente en vibración, la frecuencia no es una función de distancia.

9.1.3 *Longitud de onda*. La longitud de onda es la distancia de propagación de una onda de sonido en un ciclo de compresión. Es calculado por la división de la velocidad del sonido en el medio de transmisión entre la frecuencia.

9.1.4 *Decibel*. El oído humano puede oír, sin ser dañado, una presión de sonido 10 millones de veces más grande que la presión de sonido comprensible más suave. Una escala aritmética para medir sonido en este gran rango sería muy incómodo y pesado. Por esta razón, un sistema basado en relaciones logarítmicas ha sido ideado. Es la medición de niveles de presión de sonido dados en decibeles (db), es una cantidad adimensional. Debido a que es adimensional, los niveles de referencia deben ser siempre especificados para prevenir confusiones en unidades de presión y sonido. Un decibel es definido como 10 veces el logaritmo con base 10 de una proporción de dos potencias. El logaritmo de 10 es 1, el logaritmo de 100 es 2, el logaritmo de 1000000 es 6, etc.

9.2 Instrumentos.

Se utilizara para el registro de datos un dispositivo de medición de sonido y deberá ser un analizador de octavas de banda con un rango de 24 db a 150 db.

9.3 Calibración.

Los dispositivos de prueba de sonido deberán ser calibrados antes de su uso con un altavoz de conducción que produzca un nivel de presión de sonido conocido en el micrófono del dispositivo de medición.

9.4 Registro de datos.

Los datos de la sección de sonido serán registrados en el Formulario 6.

9.5. Procedimiento de prueba de sonido.

- a. Calibrar el equipo medidor de sonido.
- b. Apagar todos los equipos y tomar una lectura del sonido de ambiente.
Es importante despejar el área, si es posible, de otras personas y que solo quede el encargado de realizar la lectura y de esta forma no se registraran perturbaciones en el sonido de ambiente.
- c. Tomar un registro específico a la unidad en conjunto.

9.6 Comparación de los niveles de ruido obtenidos.

9.6.1 Es necesario comparar los niveles de sonidos obtenidos en prueba de sonido con los permitidos para la zona en que se encuentren ubicados, considerando niveles de ruido tolerables los que se indican en la Tabla 1. Estos fueron tomados del decreto del decreto número 2217 del 23 de abril de 1992 emitido por la presidencia de la república en la gaceta oficial número 4418.

9.6.2 La clasificación de las zonas se corresponde con los siguientes sectores:

Zona I: Comprende a sectores residenciales con parcelas unifamiliares e instalaciones, como hospitales y escuelas, que no estén ubicadas al borde de vías de alto tráfico de vehículos (vías cuyo tráfico promedio diario sea superior a 12.000 vehículos), ni en la vecindad de autopistas o de aeropuertos.

Zona II: Comprende a sectores residenciales con viviendas multifamiliares o apareadas, con escasos comercios vecinales, que no estén ubicadas al borde de vías de alto tráfico de vehículos, ni en la vecindad de autopistas o de aeropuertos.

Zona III: Comprende a sectores residenciales comerciales, con predominio de comercios o pequeñas industrias en coexistencia con residencias, escuelas y centros asistenciales, ubicados cerca de vías de alto tráfico de vehículos o de autopistas.

Zona IV: Comprende a sectores comerciales industriales donde predominan estos tipos de actividades. No se consideran apropiados para la ubicación de viviendas, hospitales ni escuelas.

Zona V: Comprende a los sectores que bordean las autopistas y los aeropuertos.

9.6.3 Criterio de comparación de los niveles de ruido

Caso I: Cuando el nivel de ruido continuo equivalente en el exterior del sitio afectado, sin la fuente sonora operando, supera en 10 o más dBA al nivel aceptable correspondiente a una determinada zona, el nivel de ruido producido por dicha fuente deberá ser, por lo menos, 10 dBA menor que el ruido continuo equivalente detectado sin la fuente.

Caso II: Cuando el nivel de ruido continuo equivalente en el exterior del sitio afectado, sin la fuente sonora operando, es menor, igual o supera en menos de 10 dBA al nivel de ruido aceptable correspondiente a una determinada zona, el nivel producido por dicha fuente deberá ser, por lo menos, igual al nivel aceptable en dicha zona, menos 3 dBA.

10. CALCULO DE LA POTENCIA AL FRENO Y PREDICCIÓN DEL FUNCIONAMIENTO DEL VENTILADOR.

10.1 Definiciones.

10.1.1 *Motor eléctrico*. El motor eléctrico es una máquina eléctrica rotatoria que transforma la energía eléctrica en energía mecánica, por medio de la repulsión que presenta un objeto metálico cargado eléctricamente ante un imán permanente.

10.1.2 *Voltaje*. El voltaje o diferencia de potencial es una magnitud física que cuantifica la diferencia de potencial eléctrico entre dos puntos. También se puede definir como el trabajo por unidad de carga ejercido por el campo eléctrico sobre una partícula cargada para moverla entre dos posiciones determinadas. Se puede medir con un voltímetro. Su unidad de medida es el voltio. La tensión es independiente del camino recorrido por la carga y depende exclusivamente del potencial eléctrico de los puntos A y B en el campo eléctrico.

10.1.3 *Potencia al freno*. La potencia al freno o también llamada potencia efectiva, es aquella requerida en el acople de la máquina. Tiene en cuenta todas las pérdidas de la máquina.

10.1.4 *Factor de potencia*. El factor de potencia es un término utilizado para describir la cantidad de energía eléctrica que se ha convertido en trabajo. El valor ideal del factor de potencia es 1, esto indica que toda la energía consumida por los aparatos ha sido transformada en trabajo. Por el contrario, un factor de potencia menor a la unidad significa un mayor consumo de energía necesaria para producir un trabajo útil.

10.2 Cálculo de la potencia al freno.

BHP	Potencia al freno
RA	Amperios de prueba
FL_m	Carga plena (dato de placa)
FL_a	Carga plena corregida para el voltaje actual
V_m	Voltaje del motor (dato de placa)
V_a	Voltaje actual de la prueba de campo
NPH	Potencia (dato de placa)
NLa	Amperios sin carga

10.2.1 Carga plena corregida para el voltaje actual.

10.2.2 Carga plena corregida para una tensión distinta a la que aparece en la placa de identificación del motor.

$$FL_a = \frac{V_m FL_m}{V_a}$$

Ec. 71

10.2.3 Potencia al freno.

La potencia al freno es igual a los amperios de prueba menos la mitad de los amperios sin carga entre la carga plena corregida para el voltaje actual menos la mitad de amperios sin carga.

$$BPH = \frac{RA - 0.5NLa}{FL_a - 0.5NLa} NPH \quad \text{Ec. 72}$$

10.3 Predicción del rendimiento del ventilador de la unidad de manejo de aire.

Las leyes del ventilador son expresiones matemáticas que pueden ser utilizados para predecir el rendimiento de cualquier ventilador, cuando un ventilador de la misma serie ha establecido los datos de prueba. Para los técnicos de la prueba hay cinco leyes básicas de ventiladores que son absolutamente esenciales para su trabajo. Con estas fórmulas, el técnico puede ajustar la velocidad del ventilador para satisfacer cualquier nuevo conjunto de condiciones.

10.3.1 Las cinco leyes básicas del ventilador son:

10.3.1.1 La velocidad varía directamente proporcional a las revoluciones por minuto.

$$\text{a) } \frac{cfm_1}{cfm_2} = \frac{rpm_1}{rpm_2} \quad \text{Ec. 73}$$

$$\text{b) } cfm_2 = cfm_1 \frac{rpm_2}{rpm_1} \quad \text{Ec. 74}$$

$$\text{c) } rpm_2 = rpm_1 \frac{cfm_2}{cfm_1} \quad \text{Ec. 75}$$

10.3.1.2 La presión estática varía proporcionalmente al cuadrado de las revoluciones por minuto.

$$\text{a) } \frac{p_{s1}}{p_{s2}} = \left(\frac{rpm_1}{rpm_2} \right)^2 \quad \text{Ec. 76}$$

$$\text{b) } p_{s2} = p_{s1} \left(\frac{rpm_2}{rpm_1} \right)^2 \quad \text{Ec. 77}$$

10.3.1.3 La potencia varía proporcionalmente al cubo de las revoluciones por minuto.

$$a) \frac{hp_1}{hp_2} = \left(\frac{rpm_1}{rpm_2} \right)^3 \quad \text{Ec. 78}$$

$$b) hp_2 = hp_1 \left(\frac{rpm_2}{rpm_1} \right)^3 \quad \text{Ec. 79}$$

10.3.1.4 El amperaje varía proporcionalmente al cubo de la velocidad.

$$a) \frac{amp_1}{amp_2} = \left(\frac{cfm_1}{cfm_2} \right)^3 \quad \text{Ec. 80}$$

$$b) amp_2 = amp_1 \left(\frac{cfm_2}{cfm_1} \right)^3 \quad \text{Ec. 81}$$

10.3.1.5 El cuadro de la potencia varia proporcionalmente al cubo de la presión estática

$$a) \left(\frac{hp_1}{hp_2} \right)^2 = \left(\frac{p_{s1}}{p_{s2}} \right)^3 \quad \text{Ec. 82}$$

$$b) hp_2 = hp_1 \sqrt{\left(\frac{p_{s2}}{p_{s1}} \right)^3} \quad \text{Ec. 83}$$

11. SIMBOLOS Y SUBINDICES.

SIMBOLO	DESCRIPCION	SI	IP
A	Área de la sección transversal	m^2	<i>Pies²</i>
A_f	Área de cara del serpentín	m^2	<i>Pies²</i>
C_p	Calor específico del aire a presión constante	$kJ/(kg^{\circ}C)$	$Btu/(lb^{\circ}F)$,
C_v	Calor específico a volumen constante	$kJ/(kg^{\circ}C)$	$Btu/(lb^{\circ}F)$,
C_{pg}	Calor específico a presión constante de la solución acuosa de glicol	$kJ/(kg^{\circ}C)$	$Btu/(lb^{\circ}F)$,
C_{pw}	Calor específico a presión constante del agua	$kJ/(kg^{\circ}C)$	$Btu/(lb^{\circ}F)$,
D	Diámetro y diámetro equivalente	m	Pies
D_H	Diámetro hidráulico	m	Pies
D_i	Diámetro interno del tubo	mm	Pies
D_o	Diámetro externo del tubo	mm	<i>Pulgadas</i>
e	Base logarítmica natural (2.718...)	-----	-----
FP	Factor de potencia	-----	-----
f	Coeficiente de fricción	-----	-----
H	Potencia de entrada del ventilador	W	Hp
H_o	Potencia de salida del ventilador	w	Hp
H_s	Altura de la cara del serpentín	mm.	<i>Pulgadas</i>
h	Entalpía	$kJ/(kg.k)$	Btu/lb
h_{c1}	Entalpía el vapor de refrigerante sobrecalentado en la entrada del compresor	$kJ/(kg.k)$	Btu/lb
h_{c2}	Entalpía del vapor de refrigerante sobrecalentado saliendo del compresor	$kJ/(kg.k)$	Btu/lb
h_{c1}	Entalpía del refrigerante sobrecalentado entrando al condensador	$kJ/(kg.k)$	Btu/lb
h_{c2}	Entalpía del refrigerante líquido subenfriado saliendo del condensador	$kJ/(kg.k)$	Btu/lb
h_{ax}	Entalpía de aire seco	$kJ/(kg.k)$	Btu/lb
h_{vx}	Entalpía del vapor de agua saturado	$kJ/(kg.k)$	Btu/lb
h_l	Entalpía del líquido	$kJ/(kg.k)$	Btu/lb
h_{fg}	Perdidas de carga a través del serpentín de solución acuosa de glicol	m H_2O	<i>Pies H_2O</i>
h_{fw}	Perdidas de carga a través del serpentín de agua.	m H_2O	<i>Pies H_2O</i>
h_{r0}	Entalpía del refrigerante entrando al dispositivo de control de refrigerante.	$kJ/(kg.k)$	Btu/lb
K_c	Coeficiente de conducción de calor del aislante del condensador		
K_p	Factor de compresibilidad	-----	-----
L	Longitud	m	
L_o	Entrada de energía al motor	W	W
L_c	Aletas planas, longitud externar del cuello. Para aletas cuyo cuello toca a aletas adyacentes	mm	<i>Pulgadas</i>

L_d	Profundidad de la aleta de placa en dirección del flujo de aire	<i>mm</i>	<i>Pulgadas</i>
L_e	Longitud equivalente del rectificador	m	<i>Pies</i>
L_f	longitud de la aleta de placa perpendicular a la dirección de los tubos expuestos al flujo del aire	<i>mm</i>	<i>Pulgadas</i>
L_s	Longitud de la cara del serpentín	mm.	<i>Pulgadas</i>
$L_{x,x'}$	Longitud del ducto entre los planos x y x'	m	<i>Pies</i>
l_n	Logaritmo natural	----	----
M_w	Masa de agua recolectada en el tiempo Z_w usando el medidor de cantidad de liquido	<i>kg</i>	<i>lb</i>
M_g	Masa de solución acuosa de glicol recolectada en el tiempo Z_g usando el medidor de cantidad de liquido	<i>kg</i>	<i>lb</i>
N	Velocidad de rotación	rpm	rpm
N_c	Número de circuito de tubos en el serpentín	----	----
N_f	Numero de aletas en la longitud del tubo aleateado	----	----
N_h	Numero de huecos para tubos por aleta de placa continua	----	----
N_p	Número de pasos de tubo por circuito	----	----
N_t	Número de tubos en serpentín	----	----
n	Numero de lecturas	----	----
P_a	Presión parcial del aire en la mezcla aire-vapor	Pa	<i>Pulgadas H₂O</i>
P_d	Presión dinámica del ventilador	Pa	<i>Pulgadas H₂O</i>
P_g	Presión de saturación del agua a la temperatura de la mezcla	Pa	<i>Pulgadas H₂O</i>
P_s	Presión estática del ventilador	Pa	<i>Pulgadas H₂O</i>
P_t	Presión total del ventilador	Pa	<i>Pulgadas H₂O</i>
P_{C1}	Presión absoluta de refrigerante sobrecalentado a la entrada del compresor	Pa	<i>Pulgadas H_g</i>
P_{C2}	Presión absoluta del refrigerante sobrecalentado a la salida del compresor	Pa	<i>Pulgadas H_g</i>
P_{w1}	Presión del agua en la entrada del serpentín	Pa	<i>Pulgadas H₂O</i>
P_{w2}	Presión del agua en la salida del serpentín	Pa	<i>Pulgadas H₂O</i>
P_{c1}	Presión absoluta de vapor de refrigerante sobrecalentado en la entrada del condensador	Pa	<i>Pulgadas H_g</i>
P_{c2}	Presión absoluta del refrigerante en estado líquido subenfriado en la salida del condensador	Pa	<i>Pulgadas H_g</i>
P_{dx}	Presión dinámica en el plano X	Pa	<i>Pulgadas H₂O</i>
P_{g1}	Presión de la solución acuosa de glicol en la entrada del serpentín	Pa	<i>Pulgadas H₂O</i>
P_{g2}	Presión de la solución acuosa de glicol en la salida del serpentín	Pa	<i>Pulgadas H₂O</i>
P_{sx}	Presión estática en el plano X	Pa	<i>Pulgadas H₂O</i>
P_{tx}	Presión total en el plano X	Pa	<i>Pulgadas H₂O</i>

p_b	Presión barométrica corregida	Pa	<i>Pulgadas H₂O</i>
p_e	Presión de vapor saturado a t_{bh}	Pa	<i>Pulgadas H₂O</i>
p_p	Presión de vapor parcial	Pa	<i>Pulgadas H_g</i>
Q	Caudal de aire del ventilador	m^3/s	<i>Cfm, Pies³/min</i>
Q_x	Caudal de aire en el plano X	m^3/s	<i>Cfm, Pies³/min</i>
Q_{wSTD}	Caudal volumétrico estándar del agua	m^3/s	<i>Pies³/min</i>
Q_{gSTD}	Caudal volumétrico estándar de la solución acuosa de glicol	m^3/s	<i>Pies³/min</i>
q	Capacidad de transferencia de calor	<i>kW</i>	<i>Btu/h</i>
q_c	Capacidad del compresor obtenida se curva característica	<i>kW</i>	<i>Btu/h</i>
q_c	Tasa de transferencia de calor removido del condensador al aire circundante	<i>kW</i>	<i>Btu/h</i>
q_t	Capacidad de enfriamiento promedio de la UMA	<i>kW</i>	<i>Btu/h</i>
q_s	Capacidad sensible de enfriamiento promedio de la UMA	<i>kW</i>	<i>Btu/h</i>
q_{sa}	Capacidad de enfriamiento sensible del lado del aire	<i>kW</i>	<i>Btu/h</i>
q_{ta}	Capacidad total de enfriamiento del lado del aire	<i>kW</i>	<i>Btu/h</i>
q_{tz}	Capacidad de enfriamiento del medio enfriador	<i>kW</i>	<i>Btu/h</i>
R_a	Constante del aire	J/Kg.K	<i>Pies •lb/lbm•°R</i>
R_e	Numero de Reynolds	----	-----
S_f	Espacio entre tubos a través de la cara del serpentín	<i>mm</i>	<i>Pulgadas</i>
S_r	Espacio entre tubos del serpentín en la dirección del aire	<i>mm</i>	<i>Pulgadas</i>
t_g	Temperatura de la solución acuosa de glicol	°C	°F
t_w	Temperatura del agua	°C	°F
t_s	Temperatura de estancamiento	°C	°F
t_{adb}	Temperatura ambiental de bulbo seco en el condensador	°C	°F
t_{bh}	Temperatura de bulbo húmedo	°C	°F
t_{bs}	Temperatura de bulbo seco	°C	°F
t_{c1}	Temperatura del vapor de refrigerante sobrecalentado en la entrada del compresor	°C	°F
t_{c1g}	Temperatura del vapor de refrigerante saturado en la entrada del compresor a la presión absoluta del refrigerante sobrecalentado en la entrada del compresor (P_{c1})	°C	°F
t_{c2}	Temperatura del vapor de refrigerante sobrecalentado en la salida del compresor	°C	°F
t_{c2g}	Temperatura del vapor de refrigerante saturado dejando el compresora la presión	°C	°F

	absoluta del vapor de refrigerante sobrecalentado (P_{c2}) obtenida de las tablas termodinámicas		
t_{c1}	Temperatura del vapor de refrigerante sobrecalentado entrando al condensador	$^{\circ}\text{C}$	$^{\circ}\text{F}$
t_{c1g}	Temperatura de vapor saturado de refrigerante entrando al condensador a la presión del vapor de refrigerante sobrecalentado (P_{c1}) obtenida de las tablas termodinámicas	$^{\circ}\text{C}$	$^{\circ}\text{F}$
t_{c2}	Temperatura de refrigerante líquido subenfriado dejando el condensador	$^{\circ}\text{C}$	$^{\circ}\text{F}$
t_{c2f}	Temperatura del líquido de refrigerante saturado dejando el condensador a la presión absoluta (P_{c2})	$^{\circ}\text{C}$	$^{\circ}\text{F}$
V	velocidad	m/s	Pies/min
V_a	Velocidad de aire en la cara del serpentín a las condiciones de prueba.	m/s	Pies/m
V_{aS}	Velocidad de aire estándar en la cara del serpentín.	m/s	Pies/m
V_g	Volumen de solución acuosa de glicol recolectado durante el tiempo Z_w	m^3	Pies^3
V_w	Volumen de agua recolectado durante el tiempo Z_w	m^3	Pies^3
v	Volumen específico	m^3/kg	Pies^3/lb
W_x	Humedad relativa en la mezcla de aire vapor de agua en el plano de medición x	$\text{kgH}_2\text{O}/\text{kgAire}$	$\text{lbH}_2\text{O}/\text{lbAire}$
x	Función usada para determinar K_p	---	---
x_g	composición en masa de solución acuosa de glicol	%	%
y	Espesor del elemento rectificador del flujo de aire	mm	Pulgadas
Y_e	Espesor de la aleta en el borde exterior de aletas en espiral	mm	Pulgadas
Y_f	Espesor de aletas para placas de aletas con espesor constante	mm	Pulgadas
z	Función para determinarlas dimensiones de K_p	---	---
Z_w	Tiempo de recolección de agua	s	min
Z_g	Tiempo de recolección de la solución acuosa de glicol	s	min
γ	Relación de los calores específicos	---	---
ΔP	Presión diferencial	Pa	$\text{Pulgadas H}_2\text{O}$
η	Eficiencia del motor	---	---
η_s	Rendimiento estático del ventilador	---	---
η_t	Rendimiento total del ventilador	---	---
μ	Viscosidad dinámica del aire	$\text{Pa} \cdot \text{s}$	$\text{lbm}/\text{Pies} \cdot \text{s}$
ρ	Densidad	Kg/m^3	Lbm/Pies^3

ρ_x	Densidad del aire en el plano X	Kg/m^3	$Lbm/ Pies^3$
ρ_w	Densidad del agua	Kg/m^3	$Lbm/ Pies^3$
ρ_g	Densidad de la solución acuosa de glicol	Kg/m^3	$Lbm/ Pies^3$
ϕ_x	Humedad relativa en el plano x	---	---
ΔP_s	Caída de presión del aire a través del serpentín en condiciones estándar	Pa	<i>Pulgadas H₂O</i>
ΔP_a	Caída de presión del aire a través del serpentín	Pa	<i>Pulgadas H₂O</i>
$\dot{m}$	Flujo másico	kg/s	lb/h
$\dot{m}_a$	Flujo másico de aire seco	kg/s	lb/h
$\dot{m}_r$	Flujo másico de refrigerante	kg/s	lb/h
$\dot{m}_w$	Flujo másico de agua	kg/s	lb/h
$\dot{m}_g$	Flujo másico de la solución acuosa de glicol	kg/s	lb/h

Subíndice	Descripción
x	Plano 0,1,2,3..... según el caso
0	Plano 0 (zona de ensayo general)
1	Plano 1 (entrada del ventilador)
2	Plano 2 (salida del ventilador)
3	Plano 3 (estación de pitot trasversal)
4	Plano 4 (estación después del serpentín)

12. FIGURAS

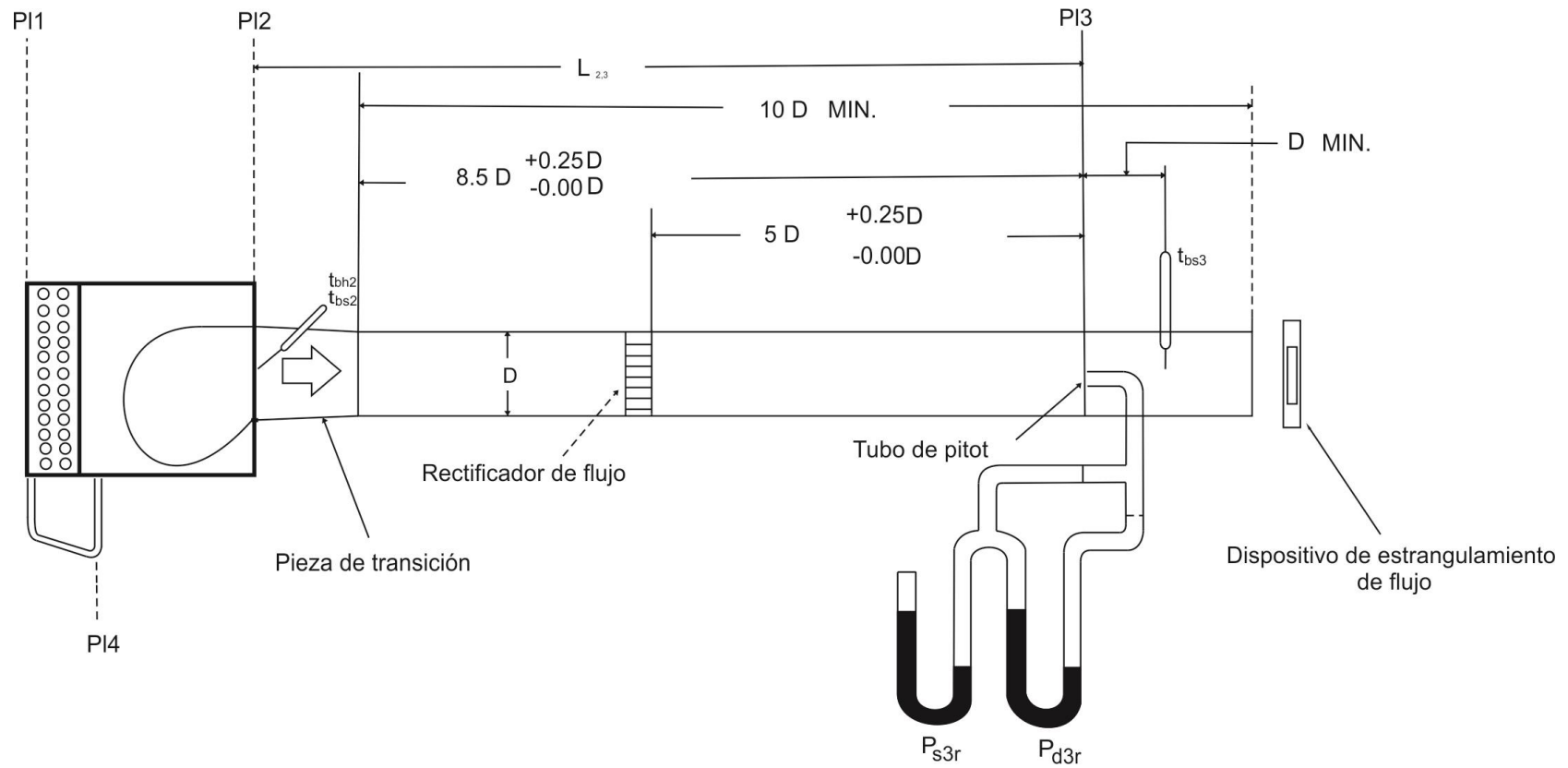


FIGURA 1A. Configuración de prueba para el lado del aire utilizando un rectificador de flujo tipo celda

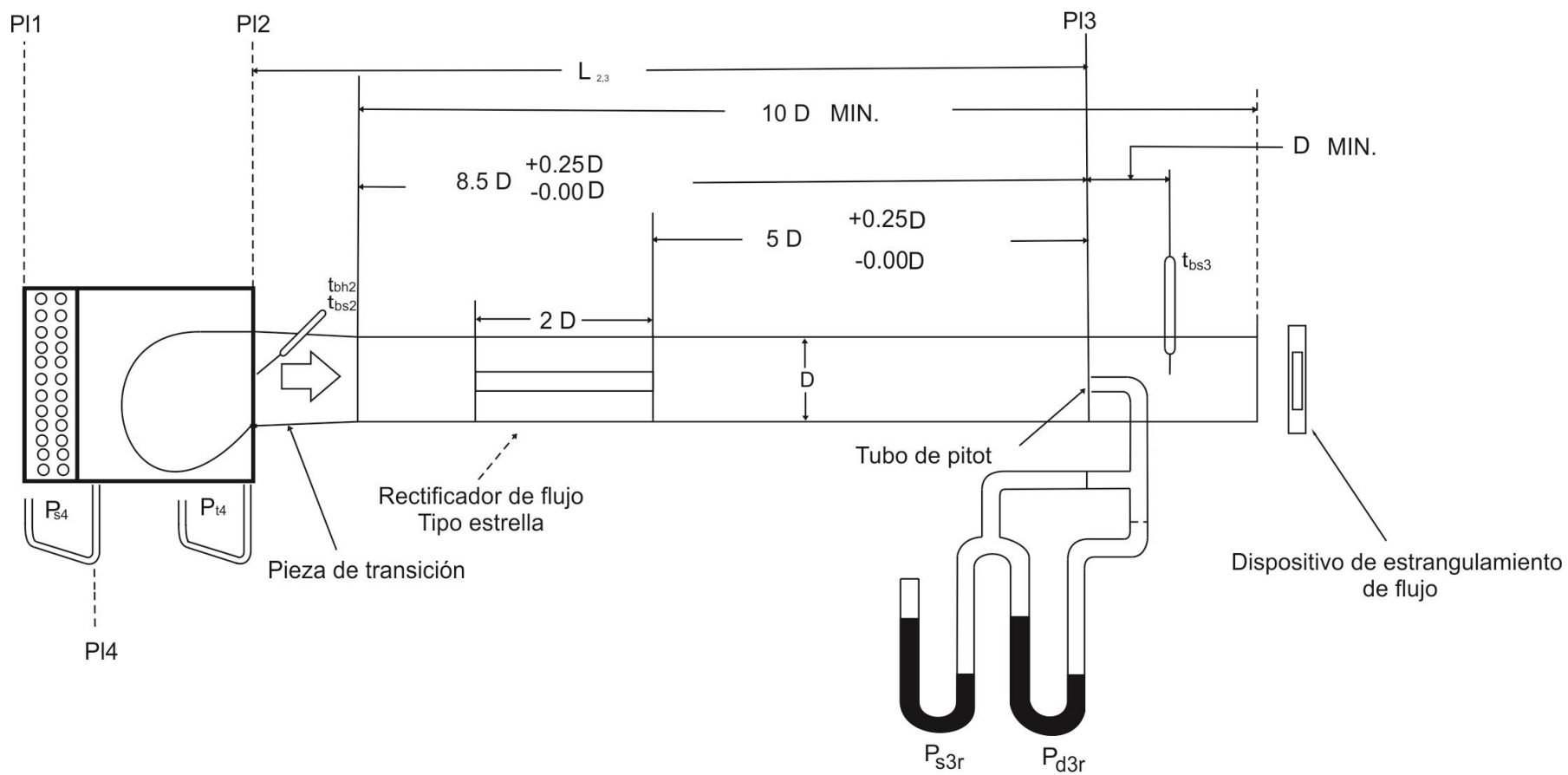
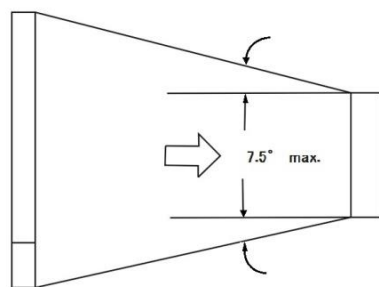
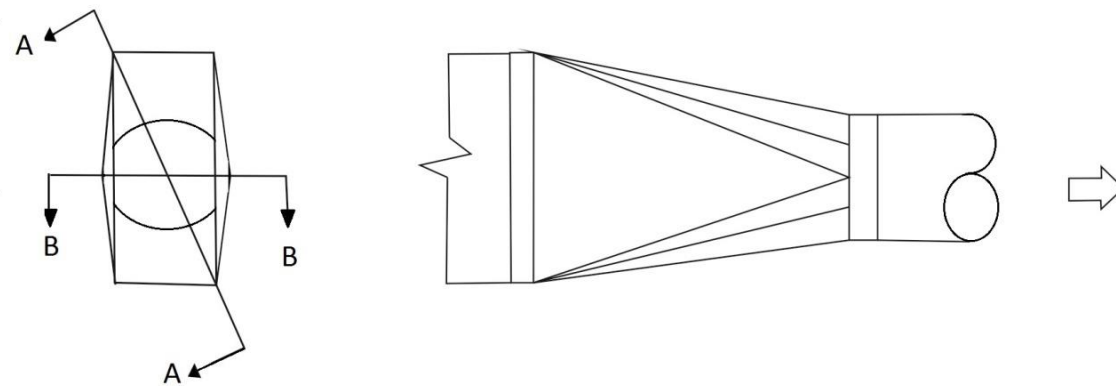
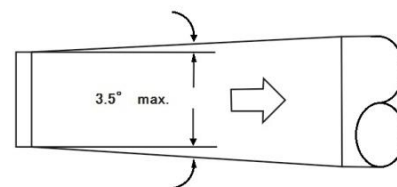


FIGURA 1B. Configuración de prueba para el lado del aire utilizando un rectificador de flujo tipo estrella

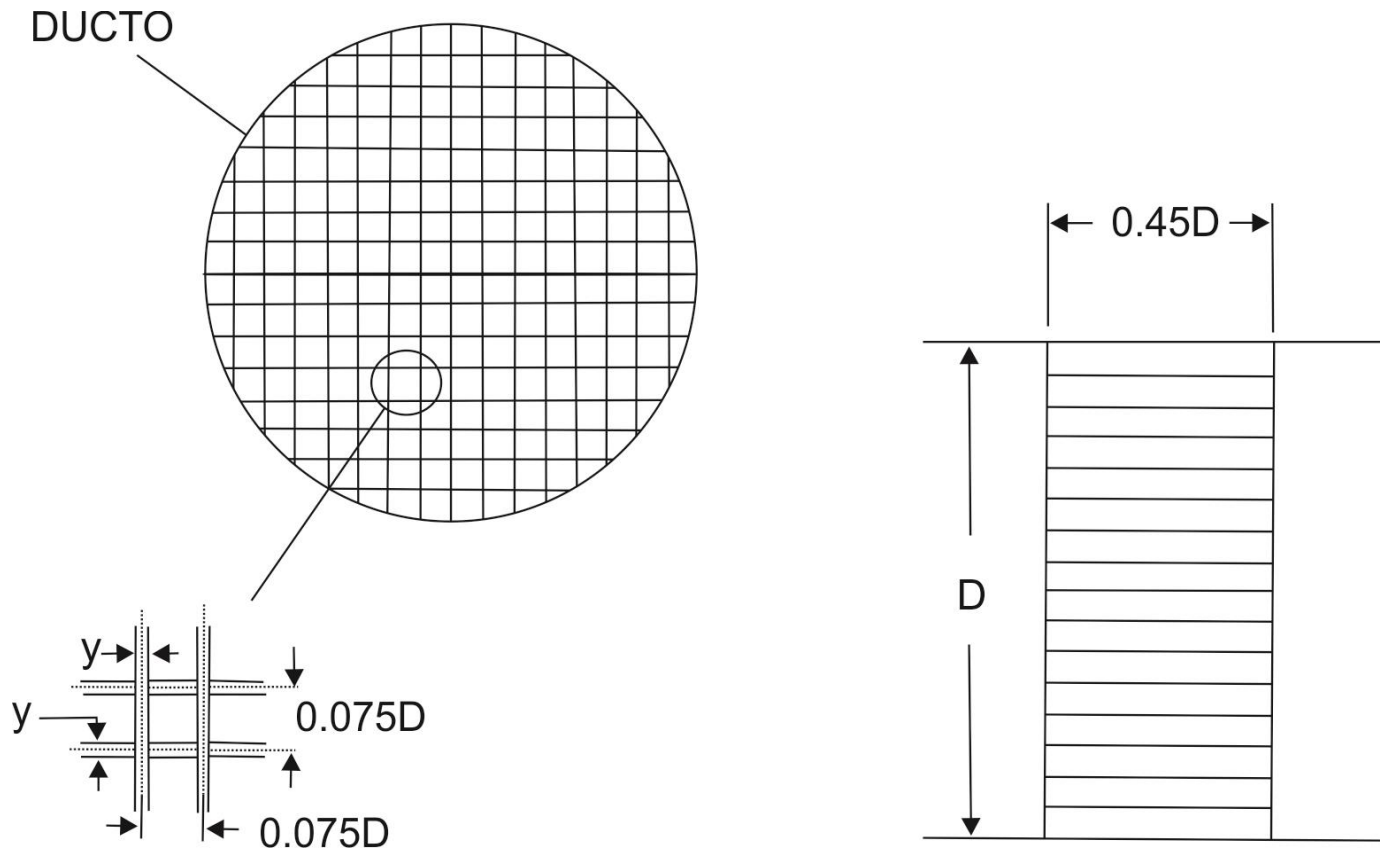


SECCIÓN A-A
(SECCIÓN CONVERGENTE)



SECCIÓN B-B
(SECCIÓN DIVERGENTE)

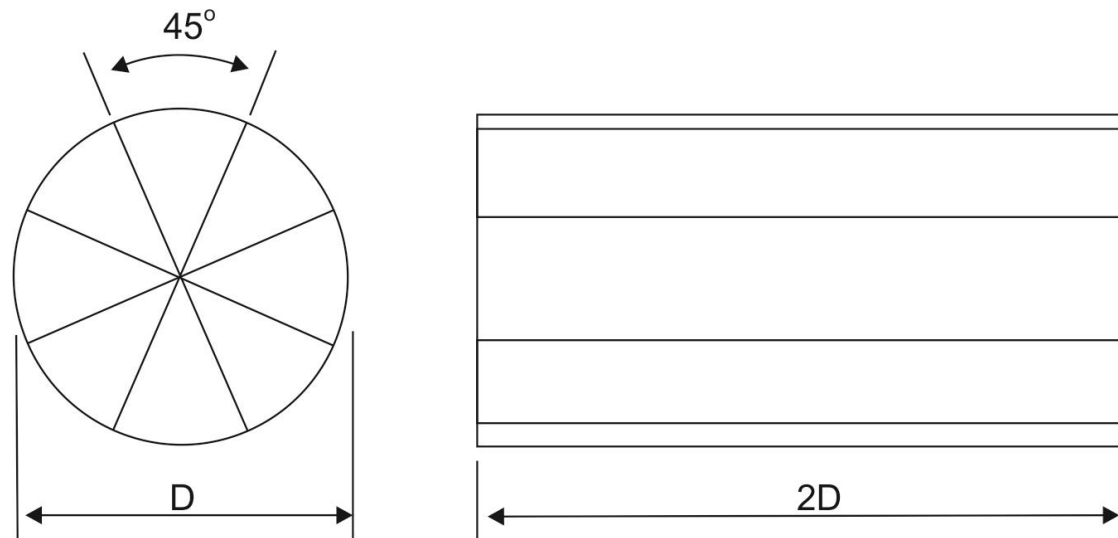
FIGURA 2. Pieza de transición



Notas:

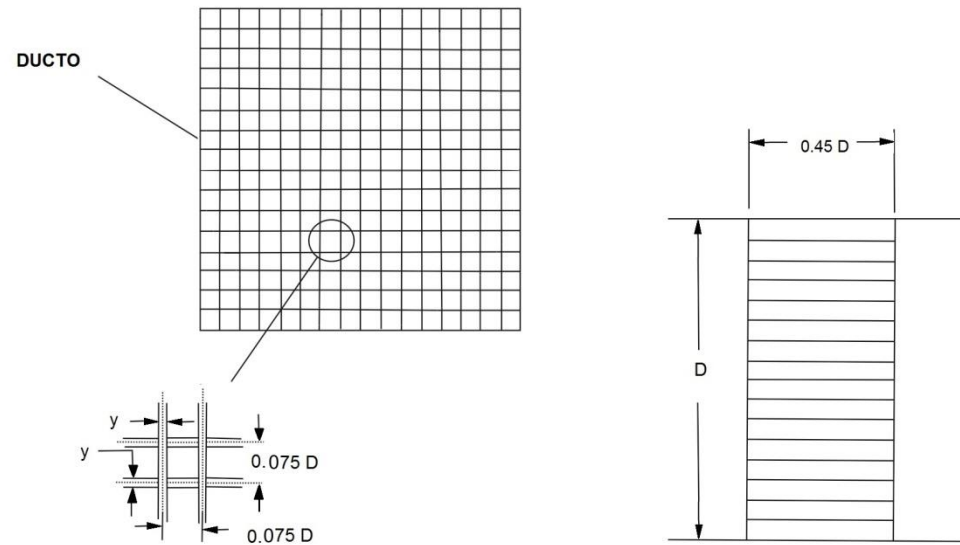
1. Todas las medidas deben estar dentro de $\pm 0.005D$ excepto y , que no debiera exceder de $0.005D$.
2. Los lados de las celdas deben ser planos y rectos. Donde $y > 3 \text{ mm}$ (0,125 pulgadas), el borde delantero de cada segmento tendrán un chaflán de 1.3 mm (0.05 pulgadas) por lado. El método de unión de segmentos de las celdas (por ejemplo, puntos de soldadura) deberán ser el mínimo necesario para la integridad mecánica y dará lugar a la protrusión mínima hacia la corriente de fluido.

FIGURA 3A. Rectificador de flujo tipo celda para ductos de sección transversal circular



El rectificador de flujo tipo estrella se construirá con ocho laminas radiales de longitud igual a $2D$ (con una tolerancia de $\pm 1\%$) y de un espesor no mayor a $0.007D$. Las láminas serán dispuestas para ser equidistantes en la circunferencia a 45° y con una tolerancia no mayor a un 5° .

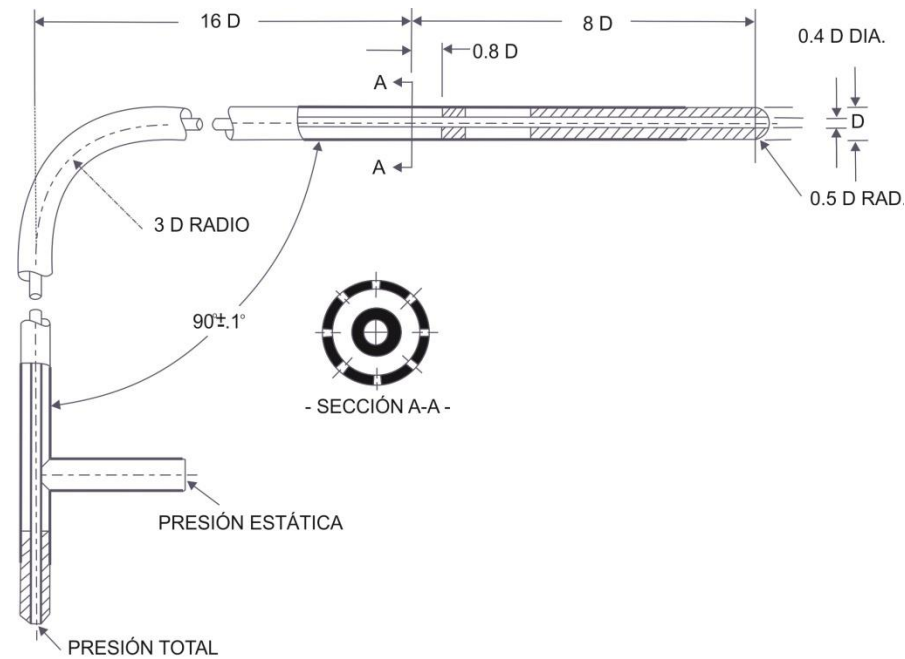
FIGURA 3B. Rectificador de flujo tipo estrella para ductos de sección transversal circular



Notas:

1. Todas las medidas deben estar dentro de $\pm 0.005D$.
2. Los lados de las celdas deben ser planos y rectos. Donde $y > 3 \text{ mm}$ (0,125 pulgadas), el borde delantero de cada segmento tendrán un chaflán de 1.3 mm (0.05 pulgadas) por lado. El método de unión de segmentos de las cedas (por ejemplo, puntos de soldadura) deberán ser el mínimo necesario para la integridad mecánica y dará lugar a la protrusión mínima hacia la corriente de fluido.

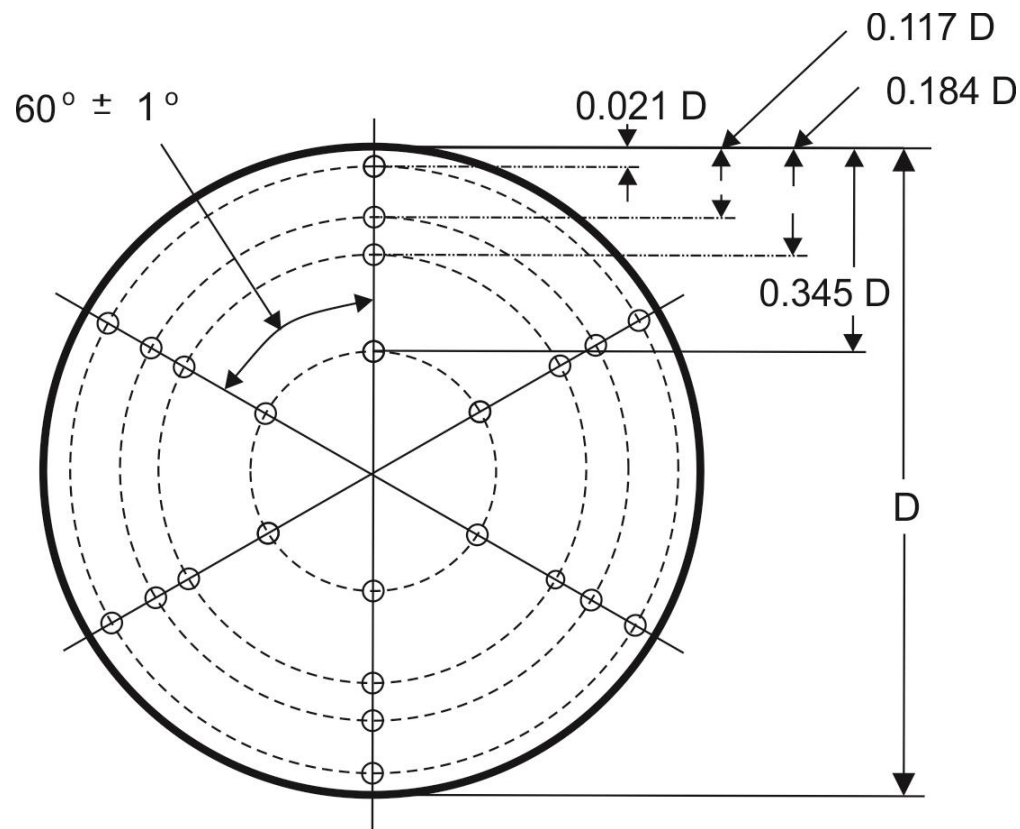
FIGURA 3C. Rectificador de flujo tipo celda para ductos de sección transversal cuadrada



Notas:

1. El acabado de la superficie será de 0,8 micrómetros o mejor.
2. El diámetro mínimo del tubo de pitot será de 2,5 mm (0,10 pulgadas), en ningún caso el diámetro debe exceder $1/30$ del diámetro del ducto de prueba.
3. La cabeza debe estar libre de rebabas.
4. Todas las medidas deben estar dentro de $\pm 2\%$.
5. La sección AA muestra 8 agujeros equidistantes y libres de rebabas. El diámetro del agujero será $0.13D$, pero no superior a 1 mm (0,04 pulgadas). La profundidad del agujero no debe ser mayor al diámetro del mismo.

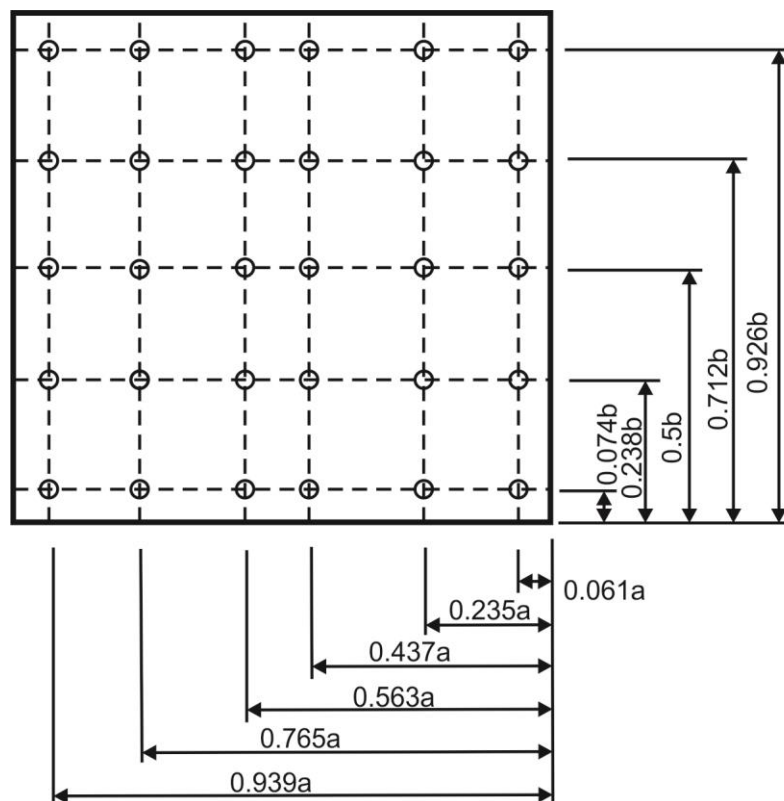
FIGURA 4. Tubo de pitot



Nota:

1. Todas las posiciones del tubo de pitot poseen una tolerancia de $\pm 0.005D$ o 4 mm (0,125 pulgadas) el que sea mayor.

FIGURA 5A. Posiciones del tubo de pitot para ductos de sección transversal circular.

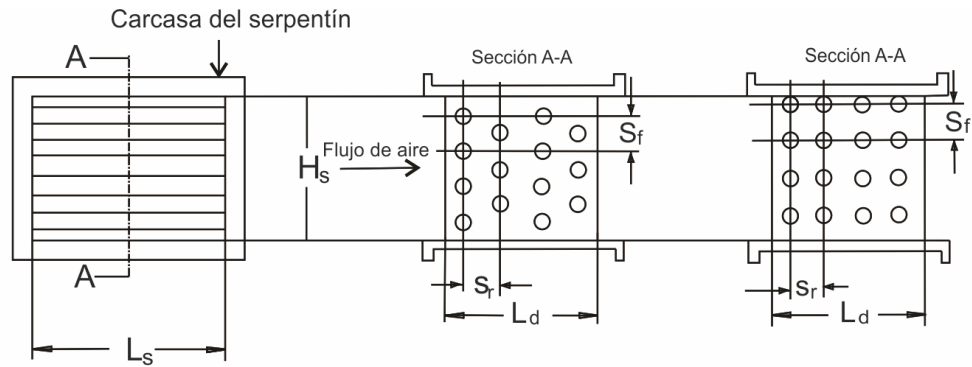


Donde:
a y b son longitudes de los lados del rectángulo

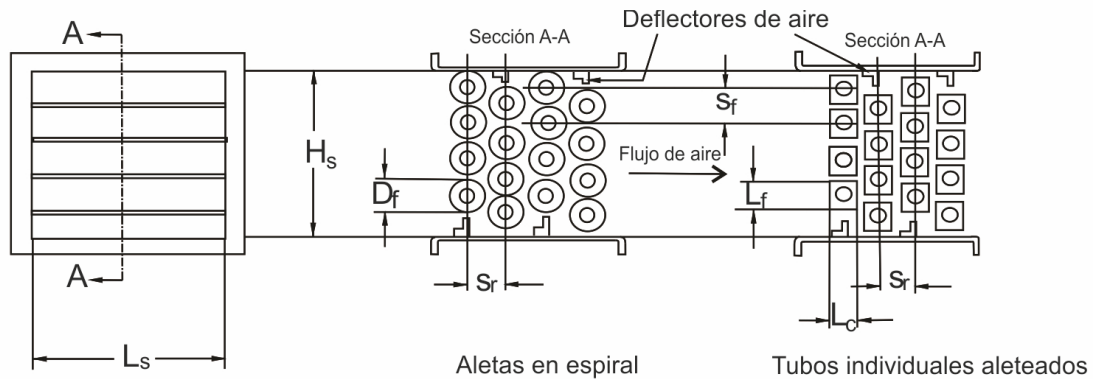
Nota:

1. Todas las posiciones del tubo de pitot poseen una tolerancia de $\pm 0.005D$ o 4 mm (0,125 pulgadas) el que sea mayor.

FIGURA 5B. Posiciones del tubo de pitot para ductos de sección transversal rectangular



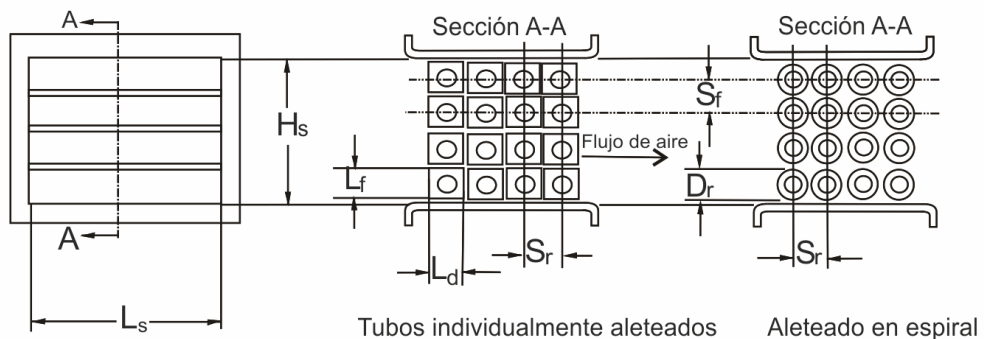
a. Tubos escalonados o en paralelo (en línea) con placa plana continua o aletas de placa configurados



Aletas en espiral

Tubos individuales aleteados

b. Tubos escalonados con aletas en espiral lisas o rizadas o con aletas de placa plana o configurada en los tubos de forma individual aleteados



Tubos individualmente aleteados

Aleteado en espiral

c. Tubos paralelos (en línea) con aletas de placa plana o configurada en el tubo individualmente aleteado c con aletas en espiral lisas o rizadas

FIGURA 6. Dimensiones del serpentín

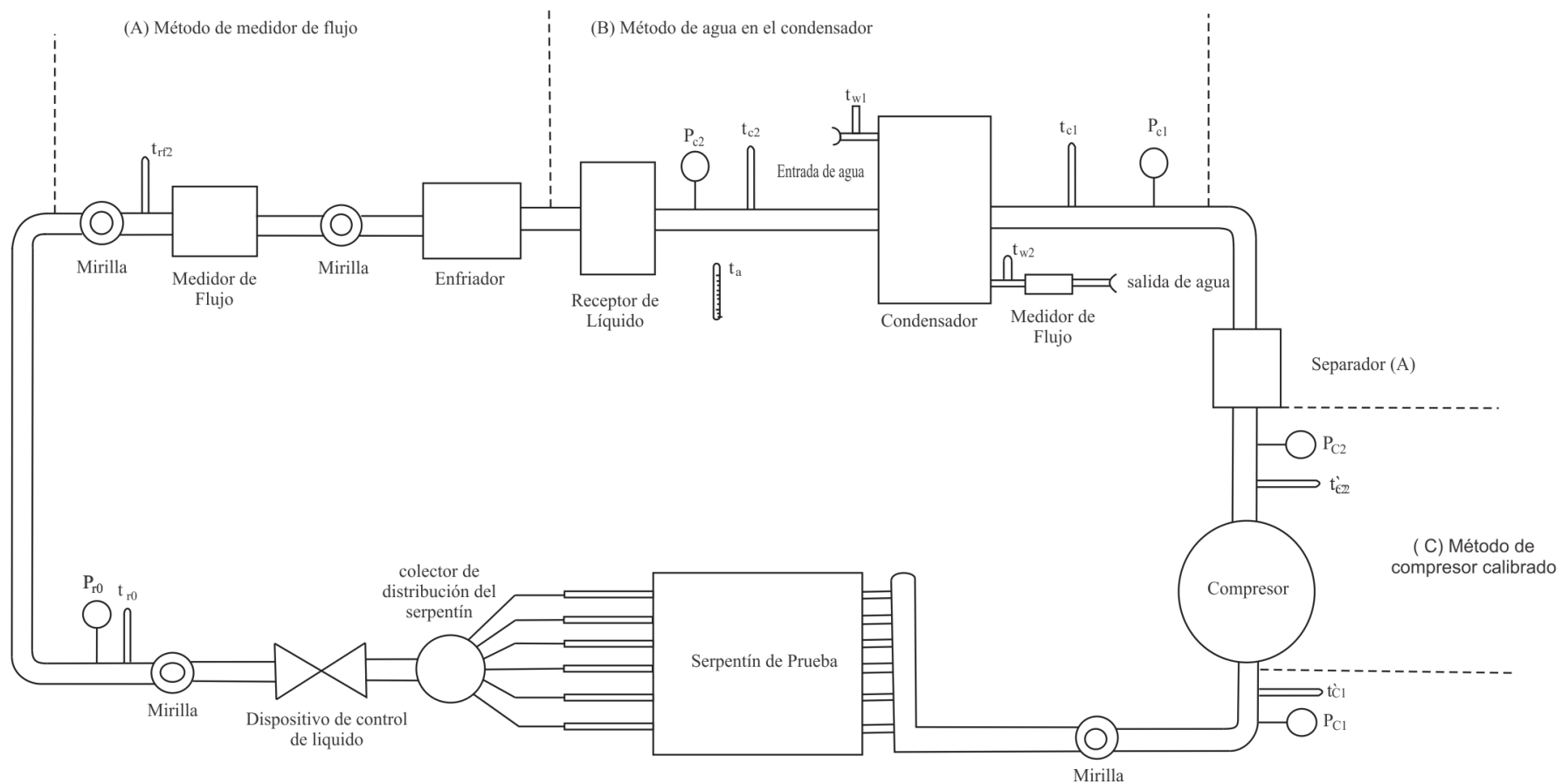


FIGURA 7. Configuración de prueba para serpentines que funcionan con refrigerante

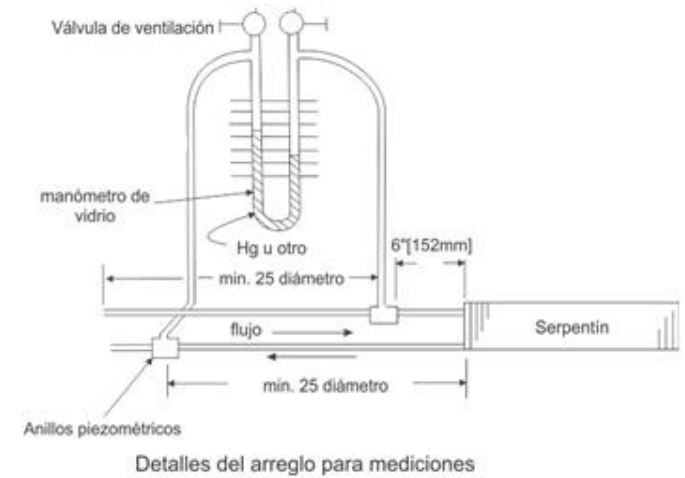
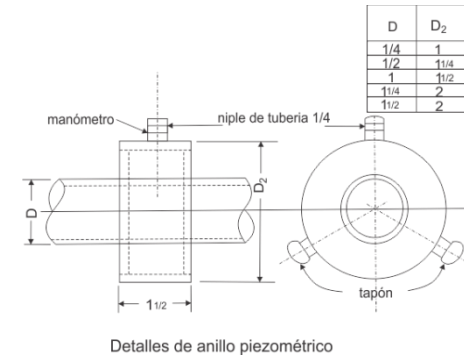
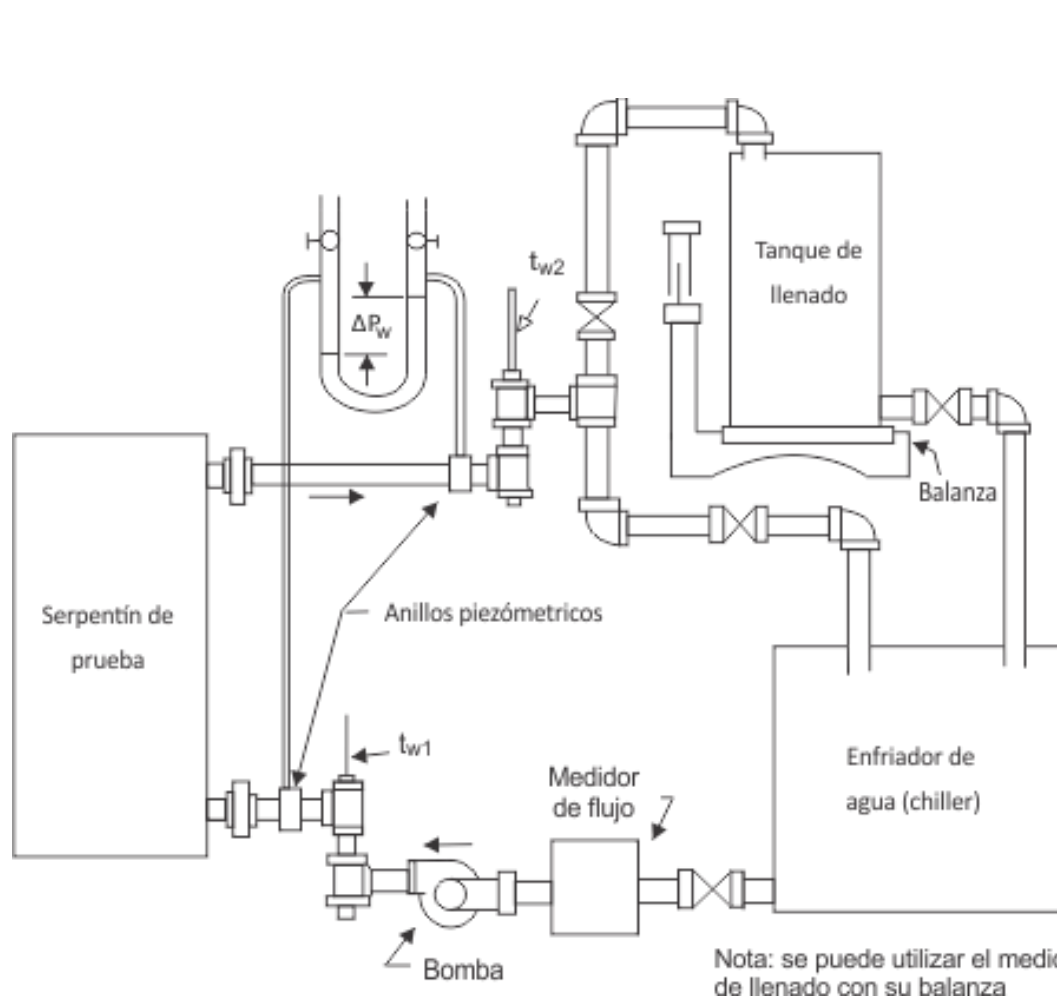


FIGURA 8. Aparato de medición para propiedades del agua o solución

13. TABLAS

Tabla 1. Niveles de sonido tolerables por zona

Niveles de sonido tolerables por zona			
Período diurno		Período nocturno	
De 6:30am a 9:30pm		9:31pm a 6:29 am	
Zona	dBA	Zona	dBA
I	55	I	45
II	60	II	50
III	65	III	55
IV	70	IV	60
V	75	V	65

Tabla 2. Presión atmosférica aproximada a diferentes alturas

Presión atmosférica aproximada a diferentes alturas				
Altitud		Presión barométrica		
Pies	Metros	Pulg de agua	Mm Hg	Pascal
-1000	-304,8	31,02	787,9	105044,393
-500	-152,4	30,47	773,9	103177,886
0	0	29,921	760	101324,71
500	152,4	29,38	746,3	99498,1988
1000	304,8	28,86	733,1	97738,3486
1500	457,2	28,33	719,6	95938,5017
2000	609,6	27,82	706,6	94205,3159
2500	762	27,31	693,7	92485,4623
3000	914,4	26,81	681	90792,273
3500	1066,8	26,32	668,5	89125,7482
4000	1219,2	25,84	656,3	87499,22
4500	1371,6	25,36	644,1	85872,6917
5000	1524	24,89	632,2	84286,1601
5500	1676,4	24,43	620,5	82726,2928
6000	1828,8	23,98	609,1	81206,4222

Tabla 3. Calculo de la potencia consumida por el motor eléctrico del ventilador

Calculo de la potencia consumida por el motor eléctrico del ventilador				
	Corriente directa	Monofásico	Dos (2) fases= 4 hilos	Tres (3) fases
Kilowatts	$\frac{A \times V}{1000}$	$\frac{A \times V \times FP}{1000}$	$\frac{A \times V \times 2 \times FP}{1000}$	$\frac{A \times V \times 1.73 \times FP}{1000}$
Caballos de fuerza (Hp)	$\frac{A \times V \times \eta}{746}$	$\frac{A \times V \times \eta \times FP}{746}$	$\frac{A \times V \times 2 \times \eta \times FP}{746}$	$\frac{A \times V \times 1.73 \times \eta \times FP}{746}$

Tabla 4. Propiedades estándar del agua

Propiedades estándar del agua			
Propiedad	Descripción	Sistema Internacional	Sistema ingles
P	Presión ambiental	101.325 kP_a	14.696 $psia$
t		15.6 °C	60°F
ρ_w	Densidad estándar del agua	998.927 K_g/m^3	62.361 $lbm/pies^3$
C_{pw}		4.187 $kJ/(kg^\circ C)$	1.000 $Btu/(lb^\circ F)$

Tabla 5. Propiedades del aire a condiciones estándar

Propiedades del aire a condiciones estándar			
	Descripción	Sistema Internacional	Sistema ingles
T	Temperatura de referencia a condiciones estándar	20°C	68°F
ρ	Densidad	1.2 Kg/m^3	0.075 Lbm/ft^3
μ	Viscosidad dinámica del aire, se puede utilizar entre 4 ° C (40 ° F) y 40 ° C (100 ° F).	1.8185x10 ⁻⁵ $Pa.s$	1.222x10 ⁻⁵ $lb/pie.s$
γ	Relación de calor especifico	1.4	
R_a	La constante R de gas, para aire	287.1 $J/kg \cdot K$	53,35 $Pies \cdot lbf / lbm \cdot ^\circ R$
C_p	Calor especifico del aire a presión constante	1.017 $kJ/(kg^\circ C)$	0.243 $Btu/(lb^\circ F)$,
P	Presión ambiental	101.325 kP_a	14.696 $psia$

Tabla 6. Otras Propiedades de interés

Otras Propiedades de interés			
Propiedad	Descripción	Sistema Internacional	Sistema ingles
g	aceleración gravitacional	$9.80665 m/s^2$	$32.17405 \text{ pies}/s^2$
ρ_{Hg}	densidad estándar del mercurio	$13595.1 K_g/m^3$	$848.714 \text{ lbm}/\text{pies}^3$

Tabla 7. Conversiones de unidades

Conversiones de unidades	
$1 \text{ pulgada } H_2O$	$249.089 Pa$
$1 \text{ cm} H_2O$	$98.063828 Pa$
$1 m^3/s$	$2118.8819 \text{ Pies}^3/\text{min}$
$1 m/s$	$196.8503 \text{ Pies}/m$
$1 m/s$	$3.2808 \text{ Pies}/m$
$1 kW$	3412.12822 btu
$1 psi$	$6894.757293 Pa$
$1 mm H_g$	$133.32236842 Pa$
$1 m^3/s$	13198.154898 gpm
$1 l/\text{min}$	$1.6666 \times 10^{-5} m^3/s$
$1 l/s$	$0.001 m^3/s$
$1 Hp$	$0.745699 kW$

14. FORMULARIOS

FORMULARIO 1

Datos físicos del serpentín

Fecha: _____

1. Modelo de serpentín, tipo o tamaño: _____

2. Serpentín de agua o de gas volátil:

Agua ☐

Serpentines evaporadores con refrigerante volátil (Controlados por válvula de expansión termal):

R-22 ☐

Otro _____

3. Orientación del tubo:

Horizontal ☐

Vertical ☐

4. H_s . Altura de la cara del serpentín: _____ in [mm]

5. L_s . Longitud de la cara del serpentín: _____ in [mm]

6. A_f . Área de cara del serpentín: $\frac{(L_s).(H_s)}{144} \left[\frac{(L_s).(H_s)}{10^6} \right]$ _____ $ft^2[m^2]$

7. N_r . Profundidad del serpentín en filas de tubos: _____

TUBOS

8. Arreglo de tubos:

Escalonado ☐

Paralelo ☐

9. Superficie interna del tubo:

Suave ☐ Aletas internas ☐ Turbuladores ☐ Otro _____

10. Tipo de unión entre aleta y tubo:

Mecánicamente expandido ☐ Hidráulicamente expandido ☐
Tensado ☐ Soldado ☐

11. Tubos: Material: _____

D.E. nominal: _____ in. [mm] Pared nominal: _____ in. [mm]

12. D_o . Diámetro externo del tubo: _____
in. [mm]

13. D_i . Diámetro interno del tubo: _____
in. [mm]

14. N_t . Número de tubos en serpentín: _____

15. N_c . Número de circuito de tubos en el serpentín: _____

16. N_p . Número de pasos de tubo por circuito N_t/N_c : _____

17. S_f . Espacio entre tubos a través de la cara del serpentín: _____

in./tube [mm/tube]

18. S_r . Espacio entre tubos del serpentín en la dirección del aire: _____

in./tube [mm/tube]

ALETAS

19. Tipo de aleta:

Aletas continuas planas ☐

Aletas continuas configuradas ☐

Aletas de placa plana en tubos individualmente aleteados ☐

Aletas de placa configurada en tubos individualmente aleteados ☐

20. Patrón de huecos de la placa de aleta continua plana:

Escalonado ☐

Paralelo ☐

21. Aleta: Material: _____

Espesor nominal: _____ in. [mm]

22. Y_f . Espesor de aletas para placas de aletas con espesor constante: _____
in. [mm]

23. Y_e . Espesor de la aleta en el borde exterior de aletas en espiral: _____ in. [mm]

24. N_f . Numero de aletas en la longitud del tubo aleteado: _____ in. [mm]

25. Espacio entre aletas, numero de aletas por longitud de tubo = N_f / L_t : _____
aleta/plg [Aleta/mm]

26. L_c . Aletas planas, longitud extenar del cuello. Para aletas

cuyo cuello toca a aletas adyacentes, $L_c = L_t / N_f - Y_f$

Para aletas cuyo cuello no toca aletas adyacentes, L_c debe ser medido:

_____ in. [mm]

27. N_h . Numero de huecos para tubos por aleta de placa continua
(contar dos huecos parciales como uno completo): _____

28. L_f . Longitud de la aleta de placa perpendicular a la dirección de
los tubos expuestos al flujo del aire: _____ in. [mm]

29. L_d . Profundidad de la aleta de placa en dirección del flujo de aire: _____
in. [mm]

FORMULARIO 2

Datos de prueba del aire

{1}	p_b	Presión barométrica corregida	$in\ H_g\ [Pa]$
{2}	N	Velocidad de rotación del ventilador.	rpm
{3}	L_0	Entrada de potencia al motor	$W\ [W]$
{4}	P_{d3r}	Presión dinámica en el plano de medición 3	$in\ H_2O\ [Pa]$
{5}	P_{s3r}	Presión estática en el plano de medición 3	$in\ H_2O\ [Pa]$
{6}	P_{s4r}	Presión estática en el plano de medición 4	$in\ H_2O\ [Pa]$
{7}	P_{t4r}	Presión total en el plano de medición 4	$in\ H_2O\ [Pa]$
{8}	t_{bs0}	Temperatura de bulbo seco del aire atmosférico	$^{\circ}F\ [^{\circ}C]$
{9}	t_{bh0}	Temperatura de bulbo húmedo del aire atmosférico	$^{\circ}F\ [^{\circ}C]$
{10}	t_{bs2}	Temperatura de bulbo seco del aire en el plano de medición 2	$^{\circ}F\ [^{\circ}C]$
{11}	t_{bh2}	Temperatura de bulbo húmedo del aire en el plano de medición 2	$^{\circ}F\ [^{\circ}C]$
{12}	t_{bs3}	Temperatura de bulbo seco del aire en el plano de medición 3	$^{\circ}F\ [^{\circ}C]$
{13}	t_{bs4}	Temperatura de bulbo húmedo del aire en el plano de medición 4	$^{\circ}F\ [^{\circ}C]$

$p_b \{1\}$ $in H_g [Pa]$			DATOS DE PRUEBA DEL AIRE									
Medición	N{2}	$L_0\{3\}$	$P_{d3r}\{4\}$	$P_{s3r}\{5\}$	$P_{s4r}\{6\}$	$P_{t4r}\{7\}$	$t_{bs0}\{8\}$	$t_{bh0}\{9\}$	$t_{bs2}\{10\}$	$t_{bh2}\{11\}$	$t_{bs3}\{12\}$	$t_{bs4}\{13\}$
Numero	rpm	$W [W]$	$in H_2O [Pa]$	$in H_2O [Pa]$	$in H_2O [Pa]$	$in H_2O [Pa]$	°F [°C]	°F [°C]	°F [°C]	°F [°C]	°F [°C]	°F [°C]
1												
2												
3												
4												
5												
6												
7												
8												
9												
10												
11												
12												
13												
14												
15												
16												
17												
18												
19												
20												
21												
22												
23												
24												
Promedio												

FORMULARIO 3

Datos de prueba del medio enfriador para serpentín de refrigerante

Fecha: _____

DATOS DE PRUEBA

Datos del lado del refrigerante

{1}	Tiempo	<i>min</i> [s]
{2}	t_{r0} Temperatura del líquido refrigerante entrando al dispositivo de control	°F [°C]
{3}	P_{r0} Presión de líquido de refrigerante entrando al dispositivo de control	<i>psig</i> [kPa abs]
{4}	t'_{c1} Temperatura del refrigerante sobrecalentado antes de entrar al compresor	°F [°C]
{5}	P_{c1} Presión de vapor del refrigerante antes de entrar al compresor	<i>psig</i> [kPa abs]

Método de medidor de flujo líquido

{6}	t_{rf2} Temperatura del refrigerante a la salida del medidor de flujo	°F [°C]
{7}	$\dot{m}_r$ Tasa de flujo de refrigerante convertido a libras por hora	<i>lb/h</i> [kg/s]

Método del condensador de agua

{8}	t_{w1} Temperatura del agua entrando al condensador	°F [°C]
{9}	t_{w2} Temperatura del agua a la salida del condensador	°F [°C]
{10}	$\dot{m}_w$ Tasa del flujo másico de agua que pasa por el condensador medido con el medidor de flujo	<i>lb/h</i> [kg/s]
{11}	M_w Masa del agua recolectada	<i>lb</i> [kg]
{12}	Z_w Tiempo requerido para recolectar el agua	<i>min</i> [s]
{13}	t_{c1} Temperatura del vapor del refrigerante sobrecalentado entrando al condensador	°F [°C]
{14}	P_{c1} Presión de vapor del refrigerante entrando al condensador	<i>psig</i> [kPa abs]
{15}	t_{c2} Temperatura del refrigerante líquido a la salida del condensador	°F [°C]

{16}	P_{c2}	Presión absoluta de vapor sobrecalentado del refrigerante dejando el compresor	$psig$ [kPa abs]
{17}	t_{abs}	Temperatura ambiente de bulbo seco en el condensador	$^{\circ}F$ [$^{\circ}C$]
{18}	K_c	Coeficiente de conducción de calor del aislante del condensador.	$Btu/(h \cdot ^{\circ}F)$ [kW/ $^{\circ}C$]

Método de la curva del compresor

{19}	t_{c1}	Temperatura de vapor de refrigerante sobrecalentado entrando al compresor calibrado	$^{\circ}F$ [$^{\circ}C$]
{20}	P_{c1}	Presión absoluta de vapor de refrigerante sobrecalentado entrando al compresor	$psig$ [kPa abs]
{21}	t_{c2}	Temperatura del vapor sobrecalentado de refrigerante dejando el compresor	$^{\circ}F$ [$^{\circ}C$]
{22}	P_{c2}	Presión absoluta de vapor sobrecalentado del refrigerante dejando el compresor	$psig$ [kPa abs]
{23}	q_c	Capacidad del compresor, obtenida de la curva del compresor o su polinomio	Btu/h [kW].

DATOS DE PRUEBA DEL MEDIO ENFRIADOR PARA SERPENTÍN DE REFRIGERANTE UTILIZANDO EL METODO DEL MEDIDOR DE FLUJO							
	{1}	{2}	{3}	{4}	{5}	{6}	{7}
número	Tiempo (<i>min</i>) [s]	t_{r0} (°F) [°C]	P_{r0} (<i>psia</i>) [kPa abs]	t_{c1} (°F) [°C]	P_{c1} (<i>psia</i>) [kPa abs]	t_{rf2} (°F) [°C]	$\dot{m}_r$ (<i>lb/h</i>) [kg/s]
1							
2							
3							
4							
5							
6							
7							
8							
9							
10							
11							
12							
13							
14							
15							
16							
17							
18							
19							
20							
21							
22							
Promedio							

**DATOS DE PRUEBA DEL MEDIO ENFRIADOR PARA SERPENTÍN DE REFRIGERANTE UTILIZANDO EL MÉTODO DE AGUA
EN EL CONDENSADOR**

[illegible]

DATOS DE PRUEBA DEL MEDIO ENFRIADOR PARA SERPENTÍN DE REFRIGERANTE UTILIZANDO EL MÉTODO DE LA CURVA DEL COMPRESOR						
	Lecturas					
	{1}	{19}	{20}	{21}	{22}	{23}
Número	Tiempo (min) [s]	t_{c1} (°F) [°C]	P_{c1} (psia) [kPa abs]	t_{c2} (°F) [°C]	P_{c2} (psia) [kPa abs]	q_c (Btu/h) [kW]
1						
2						
3						
4						
5						
6						
7						
8						
9						
10						
11						
12						
13						
14						
15						
16						
17						
18						
19						
20						
21						
22						
Promedio						

FORMULARIO 4

Datos de prueba del medio enfriador para serpentín de agua

Fecha: _____

Datos del lado del agua

{1}	-	Periodo de duración de la prueba	<i>min [s]</i>
{2}	-	Numero de mediciones deseadas a realizar	-
{3}	-	Tiempo de medición	<i>min [s]</i>
{4}	t_{w1}	Temperatura del agua a la entrada del serpentín	$^{\circ}\text{F } [^{\circ}\text{C}]$
{5}	P_{w1}	Presión absoluta del agua en la entrada del serpentín	<i>psia</i> <i>[kPa abs]</i>
{6}	t_{w2}	Temperatura del agua en la salida del serpentín	$^{\circ}\text{F } [^{\circ}\text{C}]$
{7}	P_{w2}	Presión absoluta del agua en la salida del serpentín	<i>psia</i> <i>[kPa abs]</i>
{8}	$\dot{m}_w$	Flujo másico de agua utilizando un medidor de flujo	<i>lb/h)</i> <i>[kg/s]</i>
{9}	M_w	Masa de agua recolectada utilizando un medidor de cantidad de liquido	<i>lb [kg]</i>
{10}	Z_w	Tiempo requerido para recolectar el agua utilizando un medidor de cantidad de liquido	<i>min [s]</i>

[illegible]

FORMULARIO 5

Datos de prueba del medio enfriador para serpentín de solución acuosa de glicol

Fecha: _____

DATOS DE PRUEBA

Datos del lado de solución acuosa de glicol

{1}	-	Periodo de duración de la prueba	<i>min</i> [s]
{2}	-	Numero de mediciones deseadas a realizar	-
{3}	-	Tiempo de medición	<i>min</i> [s]
{4}	t_{g1}	Temperatura de la solución acuosa de glicol a la entrada del serpentín	°F [°C]
{5}	P_{g1}	Presión absoluta de la solución acuosa de glicol en la entrada del serpentín	<i>psia</i> [<i>kPa abs</i>]
{6}	t_{g2}	Temperatura del agua en la salida del serpentín	°F [°C]
{7}	P_{w2}	Presión absoluta de la solución acuosa de glicol en la salida del serpentín	<i>psia</i> [<i>kPa abs</i>]
{8}	$\dot{m}_g$	Flujo másico de la solución acuosa de glicol utilizando el medidor de flujo	<i>lb/h</i>) [<i>kg/s</i>]
{9}	M_g	Masa de la solución acuosa de glicol recolectada utilizando el medidor de cantidad de liquido	<i>lb</i> [<i>kg</i>]
{10}	Z_g	Tiempo requerido para recolectar la solución acuosa de glicol utilizando el medidor de cantidad de liquido	<i>min</i> [s]
{11}	x_g	Composición de masa de la solución acuosa de glicol	% [%]

[illegible]

FORMULARIO 6

Prueba de sonido

Fecha: _____

11. DESCRIPCIÓN DE LA FUENTE DE SONIDO

- a. Fabricante _____
- b. Tipo _____
- c. Datos técnicos _____
- d. Dimensiones _____
- e. Año de fabricación _____

12. PRUEBA DE ENTORNO

2.1 Nivel de potencia de sonido entorno en dB _____

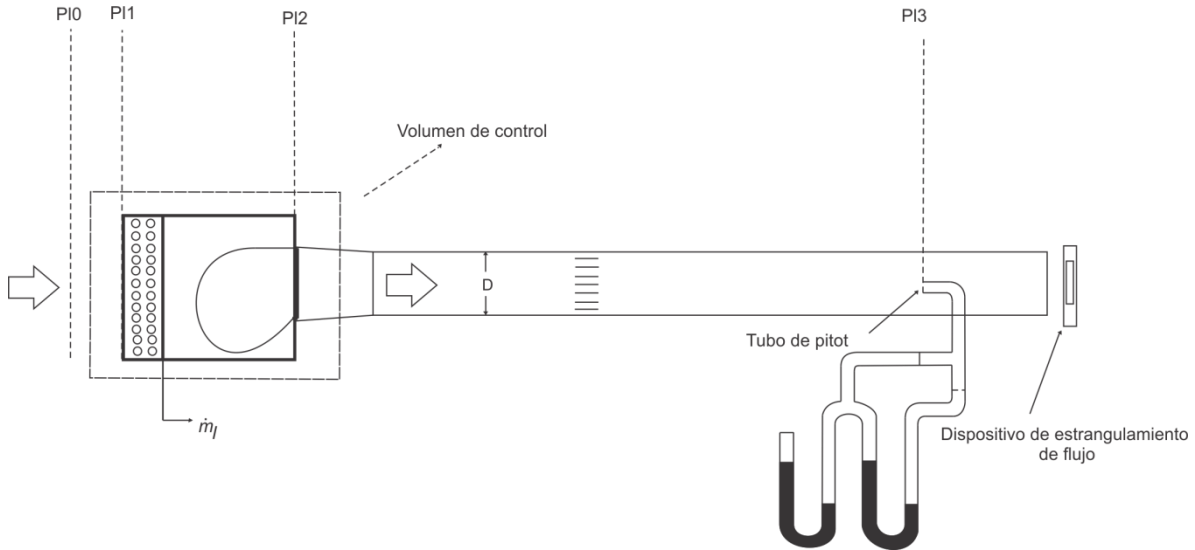
13. PRUEBA DE SONIDO

3.1 Nivel de potencia de sonido en dB _____

3.2 La fecha y hora de la prueba de sonido _____

15. ANEXO 1

15.1 Demostración del cálculo de la capacidad de enfriamiento de la UMA del lado del aire.



Para calcular la capacidad de enfriamiento total de la unidad de manejo de aire se plantea un volumen de control como se observa en la figura y se realiza el siguiente análisis. Además cabe destacar que se trata de un proceso de flujo estacionario, durante el cual un fluido fluye de manera estacionaria a través de un volumen de control. Es decir las propiedades del aire pueden cambiar de un punto a otro dentro del volumen de control, pero en cualquier punto permanecen constantes durante el proceso.

- Análisis de continuidad:

Masa de aire seco:

$$\dot{m}_{a1} = \dot{m}_{a2} = \dot{m}_{a3} = \dot{m}_a \quad (1)$$

Masa de vapor de agua:

$$\dot{m}_{v1} = \dot{m}_{v2} + \dot{m}_l \quad (2)$$

$$\dot{m}_l = \dot{m}_{v1} - \dot{m}_{v2} \quad (3)$$

$$\dot{m}_{v2} = \dot{m}_{v3} \quad (4)$$

Dónde:

$$\dot{m}_a = \frac{P_{a2} Q_2}{R_a t_{bs2}} \quad (5)$$

$$P_{v2} = \phi_2 P_{g2} \quad (6)$$

$$P_{a2} = P_{t2} - P_{v2} \quad (7)$$

- Balance de energía:

$$\dot{q}_{ta} + \sum \dot{m}_i h_i = \sum \dot{m}_e h_e \quad (8)$$

En el balance de energía no está presente ningún trabajo debido a que el trabajo que se requiere para introducir o extraer masa dentro del volumen de control se toma en cuenta usando las entalpías para la corriente de fluido en lugar de usar la energía interna.

$$\dot{q}_{ta} + \dot{m}_{a0} h_{a0} + \dot{m}_{v0} h_{v0} = \dot{m}_{a2} h_{a2} + \dot{m}_{v2} h_{v2} + \dot{m}_l h_l \quad (9)$$

Sustituimos (1), (3) y (4) en (9)

$$\dot{q}_{ta} + \dot{m}_a h_{a0} + \dot{m}_{v0} h_{v0} = \dot{m}_a h_{a2} + \dot{m}_{v2} h_{v2} + (\dot{m}_{v0} - \dot{m}_{v2}) h_l \quad (10)$$

Definimos

$$w = \frac{\dot{m}_v}{\dot{m}_a} \quad (11)$$

Dividimos la ecuación (10) entre $\dot{m}_a$ y sustituimos (11)

$$\frac{\dot{q}_{ta}}{\dot{m}_a} + h_{a0} + w_0 h_{v0} = h_{a2} + w_2 h_{v2} + (w_0 - w_2) h_l \quad (12)$$

Despejamos $\dot{q}_{ta}$:

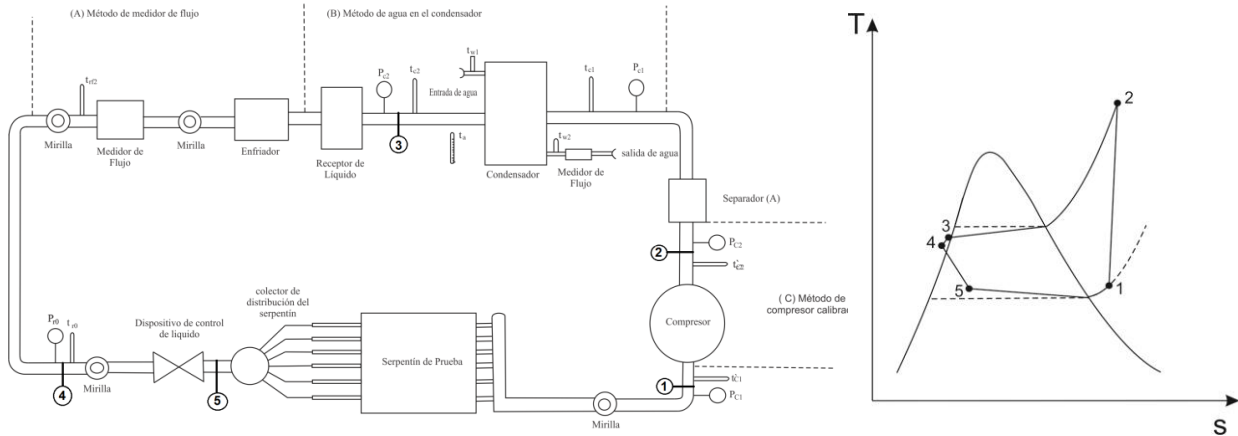
$$\dot{q}_{ta} = \dot{m}_a [h_{a2} + w_2 h_{v2} + (w_0 - w_2) h_l - h_{a0} - w_0 h_{v0}] \quad (13)$$

Por último es necesario explicar que la capacidad de enfriamiento de la unidad de manejo de aire ($\dot{q}_{ta}$) no es igual a la capacidad de enfriamiento del serpentín que se encuentra dentro de ésta, debido a que dentro de la unidad de manejo de aire existen otras formas de transferencia de calor que no pueden ser medidos con exactitud utilizando este protocolo, como la transferencia de calor entre el medio ambiente y el equipo, por otra parte está el calor que produce el motor que se encuentra dentro de la misma y el cambio de temperatura por fricción que produce en el ventilador que expulsa el aire enfriado hacia el ducto de salida.

16. ANEXO 2

16.1 Ciclo de refrigeración para el esquema mostrado en la Figura 6.

A continuación se muestra el diagrama utilizado en el protocolo para realizar la prueba del medio enfriador y su diagrama temperatura versus entropía.



En un ciclo real de refrigeración por compresión de vapor el refrigerante entra al compresor con un ligero sobrecalentamiento con el fin de asegurar que el refrigerante se encuentre evaporado completamente. El *proceso de compresión* en el ciclo real de refrigeración (1-2) se incrementa la entropía y la transferencia de calor implicando un aumento en la entropía del refrigerante, saliendo del compresor en estado sobrecalentado. Luego el refrigerante sale del condensador en estado líquido subenfriado (proceso 2-3), esto con la intención de que el refrigerante sea totalmente líquido antes de entrar a la válvula de expansión. Por otra parte es inevitable tener cierta caída de presión en la línea que conecta el condensador con la válvula de estrangulamiento (3-4). Luego el refrigerante entra a la válvula de estrangulación y sale de esta con cierta calidad y una entalpía inferior (4-5) con el fin de poder absorber más calor del espacio refrigerado. Por último el refrigerante pasa a través del serpentín evaporador y absorbe el calor del aire, saliendo de este y así regresando a la entrada del compresor como vapor sobrecalentado.

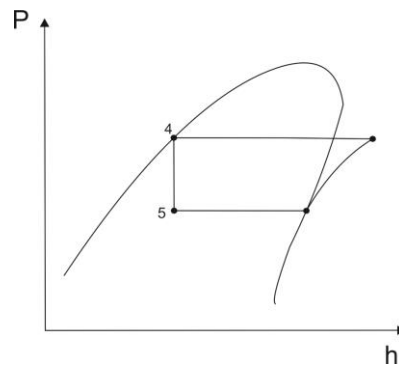
Se debe tomar en cuenta que en el condensador y las líneas de presión que lo conectan con el compresor y la válvula de estrangulamiento se presenta cierta caída de presión. Para efectos de este protocolo no se podrán determinar estas caídas de presión, debido a que la idea es diagnosticar y validar las especificaciones técnicas sin modificar el equipo a evaluar, por lo tanto solamente podemos utilizar la toma de alta y baja presión en la entrada y salida del compresor que posee el equipo. Lo cual nos obligaría a implementar el método de la curva del compresor para determinar el flujo másico del refrigerante. Si se

diera el caso en el cual se pueda colocar más tomas de presión si podríamos determinar las caídas de presión del sistema. La caída de presión entre la válvula de estrangulamiento y el evaporador es muy pequeña debido a que se localizan muy cerca el uno del otro y para efectos de este protocolo se considera despreciable.

La capacidad de enfriamiento es calculada a través de la siguiente formula:

$$q_{tz} = \dot{m}_r (h_{c1} - h_{r0})$$

Donde h_{r0} es la entalpia del refrigerante a la temperatura del líquido saturado (t_{r0}) entrado en el dispositivo de control de refrigerante líquido. Tomando en cuenta que en este protocolo se supone ideal la expansión del refrigerante, por lo tanto la entalpia en la entrada del serpentín evaporador (5) es igual a la entalpia en la entrada de la válvula (4) de estrangulación como se muestra en la siguiente figura:



Donde h_{c1} es la entalpia del vapor de refrigerante sobrecalentado dejando en cabezal de succión del serpentín a la temperatura del vapor de refrigerante sobrecalentado en la entrada del compresor (t'_{c1}) y la presión absoluta del refrigerante sobrecalentado entre la entrada del compresor (P_{c1})

17. REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS.

- AABC. (1974) *Total System Balance, Air Distribution, Hydronic Systems, Air Pollution, Sound and Vibration*. California: Associated Air Balance Council. 153 p
- AHRI Estándar 410-2001. (2001) *Forced-Circulation Air-Cooling and Air-Heating Coils*. Arlington: Air-Conditioning, Heating, and Refrigeration Institute. 57 p.
- ANSI/AHRI Estándar 220. (2012) *Reverberation Room Qualification and Testing Procedures for Determining Sound Power of HVAC Equipment*. Arlington: Air-Conditioning, Heating, and Refrigeration Institute. 15 p.
- ANSI/AMCA Estándar 210-07. (2007) *Laboratory Methods of Testing Fans for Certified Aerodynamic Performance Rating*. Arlington Heights: Air Movement and Control Association International, inc. 66 p.
- ANSI/ASHRAE Estándar 33-2000. (2000) *Method of Testing Forced Circulation Air Cooling and Air Heating Coils*. New York: American Society of Heating, Refrigerating & Air-Conditioning Engineers. 47 p.
- ASHRAE. (2008) *HVAC Systems and Equipment*. New York: American Society of Heating, Refrigerating & Air-Conditioning Engineers, Incorporated. 888 p.
- Cengel, Y. y Boles, M. (2012) *Termodinámica*. 7ta ed. México: The McGraw-Hill. 1041 p.
- Creus, A. (1998) *Instrumentación industrial*. 8ta ed. México: MACOMBO. 800 p.
- Gladstone, John. (1997) *Air Conditioning: Testing/Adjusting/Balancing a Field Practice Manual*. 2da ed. LUGAR: New York Van Nostrand Reinhold. 93p.
- Harold, E. (2002) *Instrumentación industrial*. México: Limusa. 200 p.
- Incropera, F. y De Witt, D. (1999) *Fundamentos de Transferencia de Calor*. 4ta ed. México: Prentice hall. 912 p.

- Kern, D. (1965) *Process Heat Transfer*. New York: McGraw-Hill. 871p.
- *Normas sobre el control de la contaminación generada por ruido* (Decreto N° 2217). (1992, Abril 27). Gaceta Oficial de la República Bolivariana de Venezuela, 4.418 (Extraordinario), abril 27,1992.
- Van Wylen, G., Edwing, R. y Borgnakke, C. (1999) *Fundamentos de Termodinámica*. 2da ed. México: Limusa. 892 p.