



**UNIVERSIDAD NACIONAL AUTÓNOMA
DE MÉXICO**

**ESCUELA NACIONAL DE ESTUDIOS PROFESIONALES
CAMPUS ARAGÓN**

**“SISTEMA AUTOMATIZADO VOLUMEN DE
AIRE VARIABLE PARA AHORRO DE ENERGÍA”**

T E S I S

**QUE PARA OBTENER EL TÍTULO DE:
INGENIERO MECÁNICO ELECTRICISTA
P R E S E N T A :
LEONARDO LÁZARO HERNÁNDEZ GABIÑO**

**ASESOR:
ING. EDGAR ALFREDO CÁRDENAS PÉREZ**

MÉXICO

NOVIEMBRE 2005

m.340189



Universidad Nacional
Autónoma de México

Dirección General de Bibliotecas de la UNAM

Biblioteca Central



UNAM – Dirección General de Bibliotecas
Tesis Digitales
Restricciones de uso

DERECHOS RESERVADOS ©
PROHIBIDA SU REPRODUCCIÓN TOTAL O PARCIAL

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

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

Autorizo a la Dirección General de Bibliotecas de la UNAM a que presente el expediente en el caso el correspondiente al expediente número 1000.

FECHA: LEONARDO LALARO

HERNANDEZ GABIÑO

FECHA: 16-NOVIEMBRE-1994

[Signature]

AGRADECIMIENTOS

Para todas las acciones que realizo, esta primero la mano de dios, por lo que quiero agradecerle el haberme permitido llegar.

A mis Padres:

Quiero darles las gracias por encaminarme en el sendero correcto, por el esfuerzo tan grande que hicieron para darme la oportunidad de realizar mis objetivos, a usted mamá por la fuerza que tuvo para corregirme y encaminarme correctamente y a usted papá por la responsabilidad tan grande que tuvo para ver por nosotros, por lo que no tengo con que pagar lo que hicieron por mí, doy gracias a dios por haberme dado unos padres como ustedes.

A mi esposa y mi hijo:

Tete. gracias por el apoyo que me has brindado en todos los aspectos, en situaciones que se han presentado buenas y malas a lo largo de este tiempo que ha transcurrido en la realización de este trabajo. También quiero decirte que te admiro por ser una excelente esposa y profesionista y esa manera tuya de luchar por tus objetivos, gracias.

Dani. quiero compartir contigo este paso importante que doy en mi vida y decirte que siempre te voy apoyar en lo que decidas porque te quiero, recuerda que la mejor satisfacción con que te quedas, son con las cosas que consigues por ti mismo y sobre todo por las que has luchado, nunca te des por vencido, que dios te bendiga hijo.

A mis amigos:

No importando el orden quiero dar las gracias al Ing. Edgar Cárdenas Pérez, por el gran apoyo en la realización de este trabajo y por su gran amistad, Ing. José Moctezuma Regalado por la ayuda inmensa que me brindo para la terminación de este trabajo y también por la gran amistad que hemos mantenido durante muchos años. Ing. Roberto Sánchez Arenas por su asesoría técnica, Ing. Gloria García por su ayuda y asesoría en la configuración de este trabajo, Ing. Antonio Silva González por su apoyo en la tramitación de este trabajo, Ing. Antonio Sousa Padilla por su apoyo técnico, a todos y cada uno de ellos nuevamente les doy las gracias.

LEONARDO LÁZARO HERNÁNDEZ GABIÑO

Introducción.....	4
1.0 Conceptos Generales.....	8
1.1 Definiciones.....	8
1.3 Distribución de aire a través de un sistema de ductos.....	14
1.3.1 Perdidas de presión por fricción en los sistemas de ductos.....	16
1.4 Principios de instrumentación de medición.....	18
1.5 Aislamientos térmicos para construcción.....	19
1.6 Conceptos técnicos de Volumen de Aire Variable.....	20
2.0 Sistemas de Control.....	26
2.1 Definiciones.....	26
2.2 Componentes de un sistema de control.....	27
2.3 Elementos sensores (Mecánicos).....	33
2.3.1 Temperatura.....	34
2.3.2 Humedad relativa.....	35
2.4 Elementos sensores (Electrónicos).....	36
2.5 Elementos sensores de temperatura.....	36
2.6 Elementos para humedad.....	36
2.7 Tipos de señales.....	37
2.7.1 Diferencial.....	37
2.7.2 Sensibilidad.....	37
2.7.3 Ancho de banda.....	37
2.8 Introducción a los sistemas de control para el aire acondicionado....	37
2.9 Finalidades de control.....	38
2.10 Modos de acción.....	38
2.11 Acción anticipada según dos posiciones.....	39
2.12 Acción flotante.....	39
2.13 Acción proporcional.....	39
2.14 Fuentes de energía para los sistemas de control.....	40
2.15 Efectos de la temperatura ambiente.....	41
3.0 Proyecto de Volumen de Aire Variable aplicado a oficinas.....	47
3.1 Datos de proyecto.....	47
3.2 Localización del proyecto.....	47
3.3 Condiciones Exteriores de Diseño.....	47
3.4 Condiciones Interiores de Diseño.....	48
3.5 Cálculo de áreas.....	49
3.5.1 Cálculo de áreas en planta baja.....	49
3.5.2 Cálculo de áreas en primer nivel.....	50
3.6 Cálculo de los coeficientes de transmisión solar.....	50

3.6.1	Cálculo del coeficiente de transmisión solar en losa.....	51
3.6.2	Cálculo del coeficiente de transmisión en losa intermedia.....	52
3.6.3	Cálculo del coeficiente de transmisión en muros exteriores.....	53
3.6.4	Cálculo del coeficiente de transmisión en muros interiores.....	54
3.6.5	Cálculo de la "U" en vidrio reflectasol.....	55
3.7	Ganancia de calor interna en planta baja.....	56
3.8	Ganancia de calor interna en el primer nivel.....	57
3.9	Corrida del programa Elite para cargas térmicas	58
3.10	Calculo de la caída de presión por fricción en ductos de la planta baja	68
3.11	Calculo de la caída de presión por fricción en ductos del primer nivel.....	70
3.12	Selección del equipo de aire acondicionado y accesorios en planta baja.....	73
3.12.1	Manejadora de Aire.....	73
3.12.2	Unidad condensadora.....	74
3.12.3	Selección de accesorios.....	74
3.13.3	Selección del equipo de aire acondicionado y accesorios en el primer nivel.....	76
3.13.1	Manejadora de aire.....	76
3.13.2	Unidad condensadora.....	77
3.13.3	Selección de accesorios.....	77
4.0	Resultados económicos del sistema automatizado (Volumen de Aire Variable).	87
4.1	Consumo de energía variable	87
4.1.1	Consumo de energía variable por iluminación.....	98
4.1.2	Ahorro económico anual en iluminación variable.....	91
4.2	Consumo de energía variable para los equipos de aire acondicionado.....	91
4.2.1	Consumo de energía por equipos en planta baja y primer nivel	92
4.2.2	Planta Baja.....	93
4.2.3	Ahorro económico en el suministro de energía del equipo planta baja.....	95
4.2.4	Ahorro económico en el suministro de energía del equipo primer nivel.....	95
4.2.5	Ahorro económico en iluminación y equipos del sistema de volumen Variable de ambos niveles.....	96
4.2.3	Costo inicial en el sistema de aire acondicionado volumen de aire variable	97

**SISTEMA AUTOMATIZADO
VOLUMEN DE AIRE VARIABLE
PARA AHORRO DE ENERGÍA**

INDICE

Anexos.....	99
Conclusiones.....	126
Bibliografía.....	130

Introducción

Los sistemas de aire acondicionado tradicionales que se utilizan hoy en día en diversas instalaciones como: oficinas, laboratorios, hoteles etc. son del tipo " volumen de aire constante " y esto se refiere a que el flujo de aire del sistema es suministrado de manera constante sin presentar variabilidad en su caudal, el equipo de aire, normalmente controla la temperatura con un solo termostato, el cual controla la temperatura del área en donde es instalado. Este tipo de sistemas normalmente traen problemas al usuario ya que algunas personas prefieren estar en ambientes fríos mientras que otras personas prefieren estar en ambientes templados estos sistemas no presentan una temperatura uniforme ya que el arranque y paro del equipo estará en función del área en donde se encuentre el termostato.

El objetivo de este trabajo de tesis, es la realización de un sistema de volumen de aire variable aplicado a oficinas, con la finalidad de demostrar que estos sistemas aportan un ahorro considerable en el consumo de energía eléctrica dando como resultado que la inversión económica en el sistema de volumen de aire variable sea recuperado en un lapso de tiempo.

El sistema de volumen de aire variable que se describe mas adelante tiene la función de proporcionar temperatura y humedad de manera independiente a las áreas a acondicionar, dando facilidades a los usuarios de fijar la temperatura deseada así como también tener la iluminación de forma automática y que esta opere secuencialmente con el aire acondicionado haciendo que el sistema sea automático, esta forma de obtener el aire y la iluminación únicamente cuando son requeridas, proporcionan un ahorro de energía durante las jornadas de trabajo, ya que los compresores de la unidad condensadora del sistema trabajaran en ocasiones al 50% de su capacidad.

Es por eso que en este trabajo se mostrara un proyecto aplicando un sistema de aire acondicionado con volumen de aire variable para oficinas en el cual se presentara una memoria de calculo, planos de instalación de ductos, equipos, y accesorios que conforman parte de este sistema.

Este tipo de sistema de aire acondicionado actualmente son utilizados en los llamados edificios inteligentes ya que todos los sistemas que intervienen como parte de la funcionalidad en los edificios actualmente son controlados por softwares que se encargan de vigilar cada uno de los sistemas como son: sistema contra incendio, elevadores, aires acondicionados, control de acceso, circuitos cerrados de audio y video y redes de voz y datos sean controlados por computadoras las cuales están ubicados en un cuarto de control.

El presente trabajo incluye la determinación, el análisis y diseño del **Sistema Automatizado Volumen de Aire Variable para Ahorro de Energía** aplicado a oficinas.

En el primer capítulo de este proyecto mostramos los conceptos generales que se aplican para los sistemas de aire acondicionado tales son: conceptos básicos, Psicrometría, dimensionamiento de ductos, y descripción técnica de un sistema de volumen de aire variable.

En el segundo capítulo se abordarán los sistemas de control.

En el tercer capítulo se tratará propiamente del proyecto del sistema de aire acondicionado volumen de aire variable desde su inicio hasta la obtención del diseño de acuerdo con los siguientes puntos:

- Condiciones de diseño en verano

El sistema de aire acondicionado deberá mantener las condiciones ambientales que más adelante se especifican controlando la temperatura, la humedad, movimiento del aire y también el control de la iluminación que funcionará de manera secuencial con el aire acondicionado.

Localización:

Se refiere a localización del lugar donde se realizó el proyecto, es decir en que parte del territorio nacional están ubicadas las oficinas tomando en cuenta la altitud sobre el nivel del mar, su posición geográfica (longitud y latitud), presión barométrica local, temperaturas máxima y mínima del lugar en el mes más caluroso.

Condiciones de Diseño Interior:

Se refiere a la temperatura de bulbo seco, humedad relativa, horas de operación que mantendrá el sistema dentro de las instalaciones donde se va a instalar el aire acondicionado.

- Balance Térmico

Es el balance térmico que se calcularán en los siguientes componentes.

Calculo de las áreas en ft^2

Calculo de los Coeficiente de Transmisión Solar para muros, techos, ventanas en BTU/ Hr. ft². °F

Ganancia de calor interno por equipos, iluminación, personas en Btu/hr

Calculo de cargas térmicas por el programa Elite Software para los dos niveles de oficinas.

- Selección de Equipos y Accesorios

la selección de los equipos de aire acondicionado se determina en función de las toneladas de refrigeración obtenidas en la corrida de cargas térmicas además de la selección de los controles y accesorios que intervienen en el funcionamiento del sistema.

- Planos de Distribución de Aire

Son los planos de instalación de los sistemas de aire acondicionado tanto en los niveles, así como la ubicación de los equipos en azotea además del diagrama de control y la manera en que operara.

En el cuarto y ultimo capitulo se hablara de los estudios económicos del sistema de aire acondicionado en el cual se mostrara de que manera se obtiene el ahorro de energía eléctrica y la forma en que se convierte en ahorro de capital con el cual la inversión inicial del sistema se vea amortizado en cierto tiempo de operación.

Al final del proyecto se anexan las tablas y graficas complementarias con las cuales fue posible realizar este trabajo, así como las conclusiones del trabajo y se incluye la bibliografía.

CAPÍTULO I.

1.0 Conceptos Generales

1.1 Definiciones

ASHRAE: American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers, Inc.

Refrigeración: Es la transferencia de calor desde un lugar donde no se desea a otro lugar donde no importa cederlo.

Calor : Es una forma de energía la cual puede ser convertida en trabajo.

Frió: Es un termino que denota relativa ausencia de calor.

Temperatura: Es una medida de la intensidad del calor la cual es medida en tres escalas Fahrenheit, Centigrada y Absoluta.

Formas de transferencia de calor: Conducción, Convección y Radiación.

BTU: Significa Unidades Térmicas Británicas y es el calor requerido para aumentar la temperatura de una libra de aire, un grado Fahrenheit.

Calor Especifico: Es el número de BTU'S necesarios para aumentar la temperatura de una libra de sustancia, un grado Fahrenheit.

Calor Sensible: Es el calor que podemos sentir y que nuestro cuerpo detecta como temperatura. Es también el calor que produce cambios en la temperatura de una sustancia, el calor sensible depende de la temperatura de bulbo seco, en consecuencia la temperatura de bulbo seco es una medida del cambio en el calor sensible.

Calor Latente: Es la cantidad de calor necesario para producir un cambio de estado en una sustancia y que convierte un sólido en líquido o un líquido en vapor sin cambiar su temperatura. El calor latente de evaporación se agrega al agua para convertirla en vapor de agua y el calor latente de condensación se retira del vapor de agua cuando se condensa y pasa al estado líquido.

Calor Total: Es la suma del calor latente y el calor sensible.

Tonelada de Refrigeración: Es el efecto de refrigeración producido al derretirse una tonelada de hielo en 24 horas y equivale a 12,000 Btu/Hora.

Presión: Es la fuerza por unidad de superficie y se mide en dos escalas (1) PSIA es la presión medida sobre la escala absoluta de un manómetro . El punto cero equivale al vacío (2) PSIG esta presión medida sobre la escala relativa de un manómetro. El punto cero equivale a la presión atmosférica estándar o sea a 14.7 PSIA.

Entalpía(h): La entalpía es el calor total contenido en una libra de una sustancia, medido a partir de un punto de referencia. Este punto de referencia es 0 °F (-17.8°C) para el aire seco, 32°F (0°C) para vapor de agua y -40°F (-40°C) para refrigerantes.

Entropía: Es en proceso cíclico reversible en el cual la temperatura cambia con la absorción y la eliminación del calor. La entropía de una sustancia depende solo de su estado o condición.

Aire Seco: Es una mezcla de gases con la siguiente composición porcentual: 78% de Nitrógeno, 21% de Oxígeno, 0.93% Argón, 0.03% Dióxido de Carbono, además de partículas suspendidas tales como: polvo y vapor de agua.

La temperatura de la atmósfera, como lo indica un termómetro ordinario, corresponde a la temperatura de bulbo seco, si la atmósfera se enfría a presión total constante, la presión parcial permanece constante hasta que alcanza una temperatura a la cual comienza la condensación del vapor, a esta temperatura se le conoce como punto rocío.

Temperatura de Bulbo Húmedo: Es la temperatura proporcionada por un psicrómetro la cual proporciona la temperatura de la humedad contenida en el aire, la temperatura de bulbo húmedo se encuentra entre la temperatura de bulbo seco y la temperatura de rocío.

Humedad Relativa HR : Es la diferencia entre el vapor de agua real que esta presente en el aire y la mayor cantidad de vapor de agua que puede contener el aire en la misma temperatura. La humedad relativa se expresa en porcentaje es decir cuando el aire se encuentra saturado.

Para una temperatura de bulbo seco dada. Una libra de aire puede contener una cantidad definida y determinada de vapor de agua, cuando una libra de aire ha llegado al punto máximo de humedad relativa se dice que dicho aire esta saturado.

Factor de calor sensible: A la relación de calor sensible y calor total se llama factor de calor sensible.

Humedad molal: Es la masa de vapor de agua en moles por mol de aire.

Humedad Especifica: Es el contenido de humedad en el aire y su peso del vapor de agua se mide en (granos o libras) por libras de aire seco, la humedad especifica se refiere al peso real y no al porcentaje de vapor de agua contenido en el aire.

El peso molecular del agua es 18 y el peso molecular equivalente del aire es 28.97. la relación $28.97/18 = 1.608$ ó 1.61, como aproximación, entonces $H_{wf} = 1.61$.

Aire seco: Es el aire que no contiene vapor de agua. Es una mezcla de aproximadamente 80% de nitrógeno, 19% de oxígeno y 1% de otros gases tales como argón, bióxido de carbono e hidrógeno.

Zona de Confort: La llamada zona de confort es el rango de temperatura de bulbo seco, de humedad y de velocidad del aire en el que la mayoría de las personas se sienten a gusto.

Proceso Adiabático: Un proceso adiabático es aquel en que no hay ni ganancia ni pérdida de calor total. Normalmente se refiere a la expansión o contracción de un gas.

Proceso Isotérmico: Un proceso isotérmico es aquel en que no hay cambio en la temperatura de bulbo seco. Este proceso puede ocurrir durante la expansión o durante la compresión de un gas.

Primera Ley de la Termodinámica: También se le conoce como la ley de la conservación, cuando la energía se transforma de una u otra forma, la energía siempre se conserva, la energía no puede crearse ni destruirse, la suma de todas las energías permanece constante.

Segunda Ley de la Termodinámica: Establece que la conversión de calor en trabajo se ve limitada por la temperatura a la que ocurre la transformación.

1.2. Procesos Psicrométricos

Psicometría: Estudia el comportamiento termodinámico del aire húmedo. Es una ciencia que trata principalmente con el aire seco y sus mezclas con vapor de agua, la Psicometría involucra mediciones del calor específico del aire seco y su volumen.

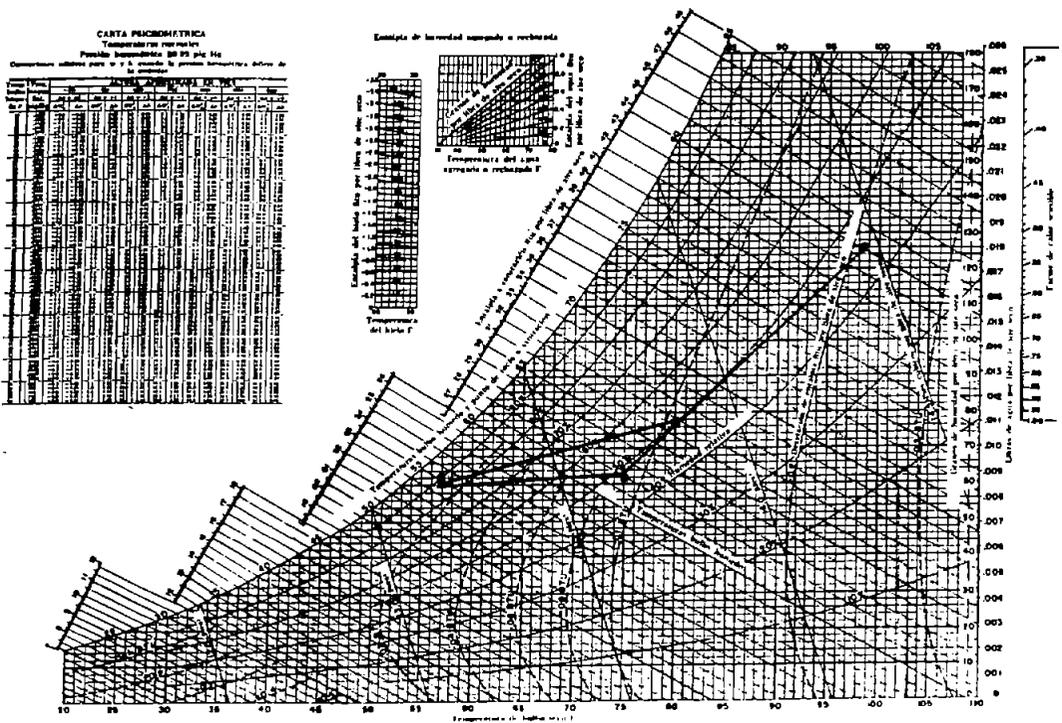
La carta psicrométrica es una representación de la interrelación entre las temperaturas de bulbo seco (tbs) y bulbo húmedo (tbh), así como también las Humedades tales como: humedad relativa (hr) y humedad específica (hw), entalpías (h) y factor de calor sensible (fcs), las cuales se interceptan en un punto llamado punto de estado,

Es de importancia saber que en las cartas psicrométricas se observan varios procesos térmicos que sufre el aire tales como : dehumidificación, esto es quitar humedad al aire en lugares tropicales mediante sistemas de refrigeración, humidificación, esto es agregar humedad al aire mediante vapor de agua, calefacción, únicamente el aire es calentado sin aumentar su humedad y

enfriamiento en donde se utilizan medios de refrigeración para disminuir la temperatura de bulbo seco.

La carta psicrometrica es un auxiliar importante en el estudio de los tratamientos térmicos que sufre el aire para determinadas utilizaciones que se le dan, con la carta podemos saber cual será el comportamiento de la temperatura, humedad y entalpía que el aire deseado tendrá.

Una ejemplo de cómo se utiliza la carta psicrometrica es lo que a continuación se mencionara.



Con los datos anteriores podemos localizar el primer punto en la carta psicrometrica esto es interceptando la línea vertical de la temperatura de bulbo seco (tbs) parte inferior de la carta y el lado diagonal parte izquierda superior donde dice temperatura de bulbo húmedo (t_{bh}) ambas al cruzarlas se encuentra el primer dato de la carta marcándola como (text.) y no es mas que la temperatura del medio ambiente del lugar.

El segundo punto que se señala en la carta es la condición climática de proyecto interna del lugar a acondicionar dada por lo valores de temperatura de bulbo seco interna (t_{bs int}) de 24 °C (75 °F) y la humedad relativa (h.r) de 50 % con estos datos nuevamente se repite la forma de encontrar la temperatura localizando la temperatura (t int.) del área acondicionar.

Para encontrar el tercer punto de la carta, se debe señalar que la carta psicrometrica tiene un punto de estado y que este punto se unirá a un valor que marca el factor de calor sensible el cual esta dado por la siguiente expresión $fcs = qs / qs + ql$
Donde.

fcs = factor de calor sensible
qs = calor sensible del lugar
ql = calor latente del lugar

Dicho factor nos da por la experiencia en un rango de 0.7 a 0.95 y con esto se hace una línea con el punto de estado y haciéndola paralela con el punto de la (t int) llevándola hasta el punto del 90% de h.r , encontrando así la temperatura de inyección (t iny) a la salida del serpentín de enfriamiento del equipo de aire acondicionado considerando en este ejemplo un factor de 0.90 teniendo asi los siguientes puntos importantes en una carta psicrometrica de un proceso de enfriamiento.

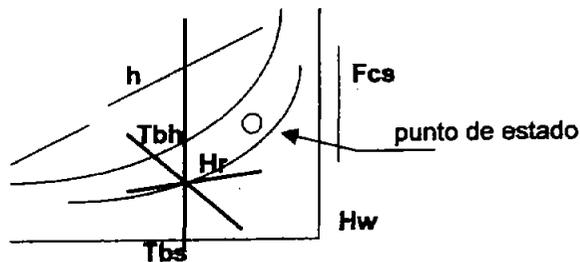


Fig. 2 Representación gráfica del punto de estado en la Carta Psicrometrica

El proceso de humidificación consiste en suministrar al sistema de aire acondicionado vapor de agua mediante humidificadores, los cuales cuentan con

resistencias eléctricas para el calentamiento del agua, esto ocasiona un incremento en la temperatura de bulbo seco (tbs) y humedad específica (hw) del aire de inyección del sistema, esto se debe a que en invierno el aire atmosférico se vuelve frío y seco originando pérdida de humedad por la condensación, este comportamiento se refleja en la siguiente figura.

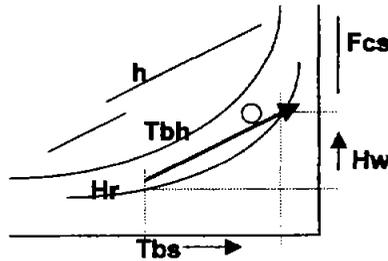


Fig. 3 Proceso de Calentamiento y Humidificación en la Carta Psicrométrica

El Proceso de Dehumidificación consiste en retirar humedad del área a acondicionar y este proceso se emplea en lugares tropicales con humedad alta en el ambiente, este proceso de retirar la humedad consiste en que el aire atmosférico pasa a través del serpentín de enfriamiento del equipo, retirándole humedad, la cual se condensa formando agua.

Lo anterior muestra que la temperatura de bulbo seco (tbs) disminuye así como también disminuye la temperatura de bulbo húmedo (tbh) tal y como se muestra en la siguiente figura de la carta psicrometrica.

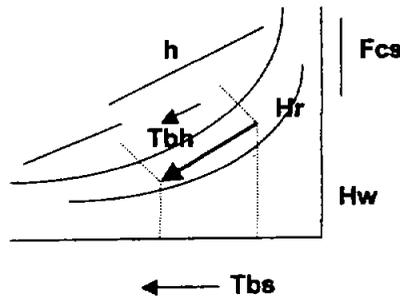


Fig. 4 Proceso de Enfriamiento y Dehumidificación en la Carta Psicrometrica

1.3 Distribución de aire a través de un sistema de ductos.

Teoría básica

Cuando un fluido circula por un tubo o ducto se tiene siempre una película delgada del fluido adherida a las paredes del tubo y no se mueve apreciablemente. En flujos viscosos o flujos laminares cada partícula se mueve paralelamente al movimiento de las otras partículas.

La velocidad máxima ocurre en el centro del conducto y la velocidad promedio sobre la sección completa es igual a la mitad de la velocidad máxima.

En cualquier sistema de calefacción, ventilación, transportación de polvos ó aire acondicionado el ventilador debe tener la capacidad adecuada para manejo de aire y una presión estática igual o ligeramente mayor que la resistencia total que se tiene en el sistema de ductos. El tamaño de los ductos se dimensiona de acuerdo a las velocidades máximas de aire que puedan utilizarse sin causar ruidos molestos, ni grandes pérdidas excesivas de presión.

Los ductos reducen las pérdidas de fricción, pero la inversión y el mayor espacio deben compensar el ahorro de potencia del ventilador. En general debe hacerse un trazado de ductos tan recto como sea posible, evitar vueltas muy agudas y no hay que tener ductos muy desproporcionados, para un ducto rectangular es buena práctica que la relación del lado mayor al menor sea hasta de 6 a 1 y esta relación nunca debe exceder de 10 a 1.

Existen varios métodos para calcular la caída de presión en un sistema de ductos tales como:

a) Método de velocidad supuesta. Se supone la velocidad en cada una de las diferentes secciones del ducto, esto de acuerdo con la buena practica se suman las pérdidas en cada una de las partes del sistema para determinar la pérdida total.

b) Método de caída de presión constante: El ducto es dimensionado de tal manera que las pérdidas de presión por pie de longitud sean constantes cuando se aplica este método se acostumbra determinar la caída de presión de acuerdo con la velocidad deseada en el ducto principal en la parte mas alejada del ventilador.

c) Método de recuperación estática: Con este método de diseño se refiere a que la velocidad del aire en el ducto principal se reduce después de cada ramal o salida y así se recupera presión estática por la reducción de velocidad, debido a esto se dispone esencialmente de la misma presión en todas las salidas y los ramales no en desventaja respecto a la presión necesaria para la distribución.

Una forma de calcular la caída de presión en un ducto es mediante el siguiente ejemplo:

1.- De acuerdo al flujo de aire que va a manejar un ducto principal de 35 pies de longitud, supongamos un flujo principal de 8000 ft³/min. y con una velocidad recomendada de 1200 ft./min. de acuerdo a libro de Aire Acondicionado y Refrigeración Jennings - Lewis pag. 470 tabla 12-4 "velocidades recomendadas y máximas en ductos".

De lo anterior el área del ducto sería de: $A = Q / V = 8000 \text{ ft}^3/\text{min.} / 1200 \text{ ft./min.}$
 $A = 6.66 \text{ ft}^2$ o un ducto de 31" x 31"

2.- Una vez obtenida la dimensión del ducto y con el flujo de aire de 8000 ft³/min., entramos a la gráfica para pérdidas de fricción en ductos para aire por cada 100 pies de longitud obteniendo un valor de 0.085

3.- Mediante la fórmula del catálogo guía de ingeniería del Loren cook pag. 4 ver anexo 2, menciona como obtener la pérdida por fricción en ductos de acuerdo con el dato obtenido es como se describe a continuación:

SP = in., S.P for 100 ft. x Straiingt Duct in Ft.

100

$$= \frac{0.085 \times 35 \text{ ft.}}{100} = 0.029 \text{ " w.g para un primer tramo}$$

La importancia de calcular la caída de presión en el sistema, es determinar cual será la potencia necesaria que la unidad manejadora de aire utilizara para mantener la presión correctamente dentro del sistema.

En cualquier sistema de calefacción, enfriamiento ó ventilación con circulación mecánica, el motor del ventilador deberá tener la capacidad suficiente para transportar aire hasta el ultimo punto del sistema con una presión mayor a la atmosférica.

El tamaño de los ductos se escoge para las velocidades máximas de aire que pueden utilizarse sin causar ruidos molestos y sin causar pérdidas excesivas de presión.

Los ductos grandes reducen las pérdidas de fricción lo que genera una menor capacidad del motor sin embargo la inversión y el mayor espacio deben compensar el ahorro de potencia del ventilador. En general debe hacerse un trazado de ductos tan directo como sea posible, asimismo debe recordarse que

para un ducto rectangular la relación del lado mayor al menor será de hasta de 6 a 1 y esta relación nunca deberá excederse de 10 a 1. Los tipos de ductos para la transportación del flujo de aire en los diferentes sistemas pueden ser de dos tipos: Ductos Redondos y Ductos Rectangulares.

Los ductos redondos se emplean para manejar altas velocidades en los suministros de aire teniendo rangos de velocidad que van desde 300 a 5000 ft³/min. y en ductos rectangulares se manejan velocidades desde 300 a 3500 ft³/min. ver grafica 1.

1.3.1 Pérdidas de presión por fricción en los sistemas de ductos.

Los dos componentes que forman la pérdida total de presión en los ductos de aire son: perdidas por fricción en ductos y pérdidas de presión en accesorios.

Pérdidas por fricción en ductos: La pérdida por fricción en ductos se debe a varios factores como son: velocidad del aire en el ducto, diámetro del ductos, densidad del aire y rugosidad de la superficie interna del ducto.

Los efectos de velocidad, diámetros, densidad y viscosidad están relacionados con el numero de Reynolds.

$$Re = \rho v d / \mu$$

Donde:

d= diametro del ducto en ft.

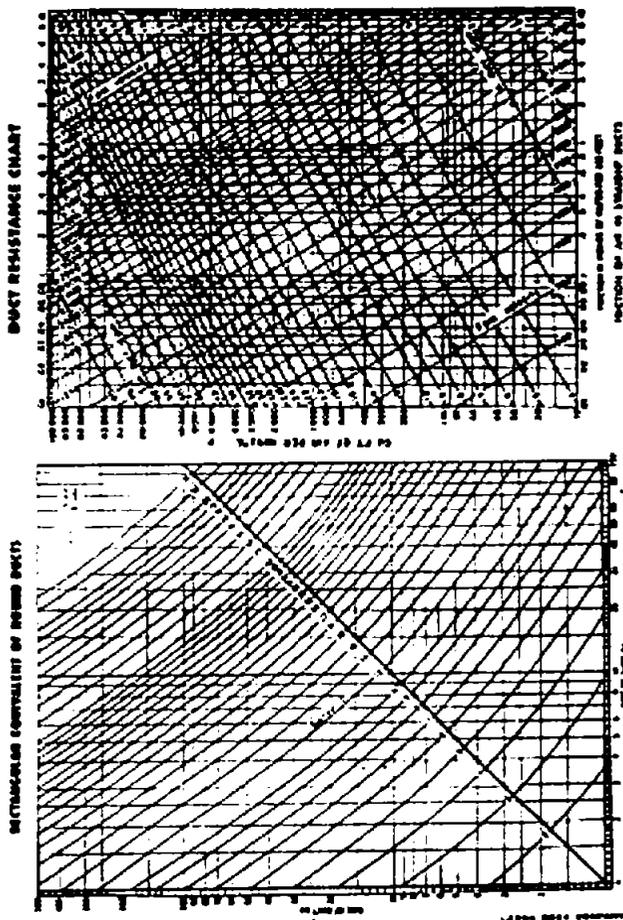
v= velocidad del aire en ft/seg.

μ = viscosidad del aire lbm/s-ft

Los efectos de la superficie rugosa es típica en las pérdidas por fricción, por lo que su cálculo está basado principalmente por el diagrama de Moody en donde se relaciona tanto el numero de Reynolds y un factor por fricción obtenido por los rangos de flujo laminar, de transición y turbulento ya que estamos hablando de un fluido.

En la práctica y de acuerdo a la experiencia, el factor por fricción para el diseño de ductos se considera de 0.1" columnas de agua y con el flujo de aire que se va a manejar en el sistema, mediante un ductulador se obtiene el dimensionamiento del ducto tanto rectangular como circular.

La caída de presión que se origina en ductos se debe a la resistencia que oponen las paredes del ducto al paso del flujo de aire, el cual se suministra por un ventilador acoplado a un motor eléctrico, dicha caída de presión debe ser considerada como factor importante para la correcta selección del motor del ventilador, ya que la potencia elegida (h.p.) deberá ser capaz de mantener la presión mínima requerida a la salida del flujo de aire en el punto mas alejado del sistema de ductos, para garantizar que las velocidades de los suministros de flujo sean los correctos de acuerdo a diseño.



Grafica 1 Caídas de presión en ductos Loren Cook Company

Perdidas por fricción en accesorios: La caída de presión en accesorios tales como: codos, transiciones, filtros, rejillas de inyección, compuertas y todos aquellos aditamentos que tengan contacto directo al paso del aire, considerando que dichas pérdidas están dadas por catálogos de proveedores.

El cálculo correcto de la caída de presión será la que defina correctamente la potencia del motor del ventilador ya que es el resultado de la fricción total que oponen resistencia al paso del aire.

1.4 Principios de instrumentación de medición

La respuesta de materiales a cambios de temperatura y presión proporcionan una base para el diseño de equipos de medición.

Una propiedad muy útil de la materia, es la expansión térmica debida a incrementos de temperatura, la cual se uso en instrumentación. Muchos materiales aumentan de tamaño (longitud y volumen) al aumentar la temperatura. Para pequeñas variaciones de temperatura el cambio de longitud es esencialmente una función lineal de la temperatura y puede ser expresada por la relación.

$$\Delta L = L_t - L_o$$

Donde: ΔL = incremento de longitud en pulgadas o pies

L_t = longitud del objeto a la temperatura en °F

L_o = longitud original del objeto a la temperatura de referencia en °F

El termómetro de mercurio, consta de un pequeño bulbo y una columna de vidrio en la cual se tiene una salida de tamaño capilar, cuando el bulbo se calienta el mercurio liquido se expande en el bulbo y se observa que el hilo de mercurio se mueve hacia arriba en el tubo capilar.

El termómetro bimetalico es otro ejemplo del efecto de la expansión que se emplea en la instrumentación, consiste en dos metales diferentes fundidos longitudinalmente uno al lado del otro. Al haber un aumento en la temperatura, la tira metálica hecha del metal con mayor coeficiente de expansión se alargara lo cual origina una flexión respecto de la posición recta original, el movimiento resultante de la expansión puede ser empleado para cerrar contactos eléctricos o puede usarse de otro modo para producir otros efectos.

En el caso del termostato esté contiene una tira metálica que responde a cambios de temperatura moviéndose hacia adentro o hacia fuera para formar o romper el circuito eléctrico, cuando la temperatura en el espacio acondicionado llega a tener

el valor deseado, la tira metálica actúa como resorte apartando sus extremos para abrir el circuito y este controlador es empleado para los equipos de aire acondicionado para arrancar o parar el equipo.

En muchos termostatos, sus circuitos de operación emplean voltajes bajos (20 a 24 v). Se usan transformadores pequeños para obtener voltajes reducidos y la acción del termostato se ejerce a través de un relevador que proporciona o suspende el voltaje en la línea de los motores del sistema de aire acondicionado.

1.5 Aislamientos térmicos para construcción.

La temperatura en el lado interior de una pared o en la superficie del cielo falso de un edificio no puede considerarse igual a la temperatura en el interior del edificio, dicha temperatura dependerá de las condiciones de convección (película de aire) en el edificio.

En invierno si la temperatura en la superficie es menor a la temperatura de rocío se tendrá condensación de la humedad y por lo tanto se tiene una superficie húmeda la cual puede causar serios daños a la construcción, si es el caso de

superficies que sean a base de yeso o de madera, además de la incomodidad que esto causa.

Al igual en verano las temperaturas de bulbo seco son altas y ocasionan gran absorción de calor en muros y techos del edificio, ocasionando un incremento notable en la temperatura interior del edificio por que la conductividad térmica también se incrementa y en muchos casos este incremento puede ser debido principalmente al aumento de la actividad molecular que se tiene dentro de las celdas del material. El negro de humo es un buen aislante, pero es difícil de usarlo; el tamaño de las partículas son mucho mas pequeñas y las celdas de aire resultan ser mucho mas pequeñas.

Por lo anterior también se muestra que la lana de vidrio aísla mejor si se encuentra flojamente empacada, que si se encuentra comprimida a una densidad mayor. Puede entonces generalizarse diciendo que la efectividad del aislamiento de un material aumenta al disminuir la densidad en el mismo. Pero esto no significa que siempre será lo mismo, ya que se puede tener un material colocado con tanta holgura que la efectividad del aislamiento sea muy pobre.

En general los materiales húmedos tiene conductividad térmica mayor que los materiales secos. Por ejemplo tierra asociada con 25 a 15% de humedad tiene mejor conductividad térmica que la misma tierra cuando esta seca. Es de interés notar que si la tierra húmeda esta a una temperatura lo suficientemente baja para congelar la humedad contenida en la misma, la conductividad excederá al valor correspondiente de la tierra de humedad no congelada.

1.6 Conceptos técnicos de Volumen de Aire Variable

Definición

El sistema de Volumen de Aire Variable (VAV) es un sistema de aire acondicionado automatizado que controla las necesidades de confort de los ocupantes de manera independiente zonificando las áreas.

Aspectos relevantes que presenta la Comisión Nacional para el Ahorro de Energía (CONAE) acerca del sistema de Volumen de Aire Variable.

Aplicaciones

A la gran mayoría de los personas que trabajan en oficinas les gusta sentirse confortables en sus áreas de trabajo así como en la calidad de el amueblado contribuyen en gran medida a el confort de las personas. Sin embargo un deficiente sistema de HVAC (Ventilación, Calefacción y Aire Acondicionado) puede derivar en la no satisfacción del personal a pesar del punto antes mencionados.

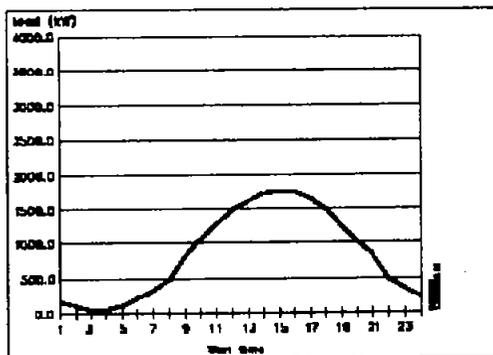
Instalando variadores de velocidad para controlar por ejemplo sistemas VAV (Volumen de Aire Variable), ventiladores de la torre de enfriamiento, bombas de condensación de agua, bombas de agua helada, etc. aseguramos que el sistema solo provea lo que es necesario de acuerdo a la demanda ocupacional.

Reducción del Consumo de Energía

Las condiciones de competitividad actual demandan una mayor eficiencia en la operación de un edificio automatizado siendo además de otros parámetros el mas importante la relación entre costo/utilidad de el edificio. El consumo de energía en es muy significativo así como también el precio de la energía eléctrica se torna cada vez mas cara. Ahorros en el consumo de energía de hasta el 50% en los sistemas HVAC automatizado pueden ser alcanzados dependiendo de la instalación, ubicación, demanda, etc. en comparación con los sistemas tradicionales.

Rápido Retorno de Inversión

El tiempo de retorno de la inversión es generalmente menor a 24 meses gracias a los ahorros de hasta un 50% de el consumo de energía eléctrica. Muchos de los sistemas existentes de HVAC operan al 100% de su capacidad durante día y noche. Esto es independientemente de que la demanda este variando. Usualmente los sistemas son dimensionados para cumplir con el caso critico de la demanda que suele ser la máxima ocupación en los días mas calurosos.



Gráfica 2 Condición Crítica

La curva anterior muestra la carga en Kw proyectada para un edificio en función de la demanda. De este calculo se selecciona el sistema HVAC en función de la peor situación, por lo que tenemos entonces un gran potencial para ahorro de energía con el uso de esta tecnología al ajustar los flujos de acuerdo a la demanda requerida.

Sistemas HVAC

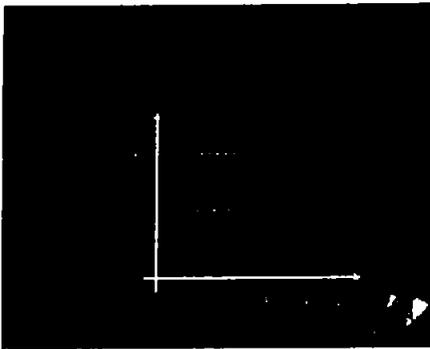
Existen diferentes métodos para ajustar el funcionamiento de las bombas y/o ventiladores de los sistemas HVAC en función de la demanda existente en un edificio.

Los métodos tradicionales involucran soluciones mecánicas operando a un nivel constante independientemente de la demanda actual. El volumen de aire o agua es entonces controlado obstruyendo el flujo mediante compuertas o válvulas según sea el caso. Los mas comúnmente usados son:

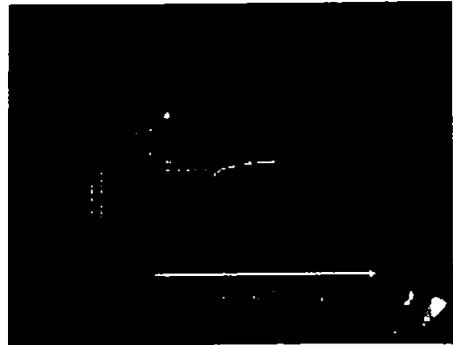
1. *Compuertas/ Válvulas de control*
2. *Inlet Guide Vanes*
3. *Variadores de Velocidad*

A continuación presentamos dos graficas que muestran la diferencia en el consumo eléctrico en KW entre una solución mecánica y la de un control electrónico mediante Variadores de Velocidad.

**el sistema con obstrucción de flujo por sistema de flujo variable
compuertas o válvulas. Por variador de velocidad.**



Grafica 3



Grafica 4

De acuerdo a las graficas 3 y 4, podemos apreciar que en el sistema mecánico tradicional aun y cuando cumplimos el requerimiento de flujo de aire o agua para poder satisfacer la demanda de confort de aire acondicionado mediante la obstrucción de los ductos o tuberías usando compuertas o válvulas respectivamente lo que provocamos es el incremento en la presión y una muy pobre reducción de el consumo eléctrico.

En el sistema con variador de velocidad apreciamos por ejemplo que con una reducción en el flujo de el 50% obtenemos un consumo de energía de tan solo el 12.5% de la capacidad máxima de energía en Kw de el motor en cuestión.

Beneficios del sistema

El sistema de Volumen de Aire Variable (VAV), es una nueva forma de suministrar confort ambiental a oficinas, hoteles y otros espacios de manera mas provechosa , permitiendo zonificar las áreas acondicionadas, dándoles versatilidad y autonomía de operación, asimismo se puede interrelacionar con los sistemas de iluminación

de tal forma que únicamente funcionaran tanto aire acondicionado como la iluminación si existe la presencia de personas.

El sistema de VAV provee de una buena ventilación, calidad del aire interior y bajos niveles de ruido, estas son ventajas importantes, además de que las condiciones de confort para cada área son independientes ya que cada oficina o cuarto tiene su propia caja de VAV. con un sistema de control autónomo.

Las cajas de VAV pueden ser de varios tipos dependiendo de la zona climática que se va a acondicionar, algunas son con compuertas modulantes actuadas a un termostato otras son con serpentín y ventilador y como medio de enfriamiento utilizan agua helada para zonas tropicales o cálido seco y otras son con resistencias eléctricas y ventilador para ambientes muy fríos.

El sistema de VAV tiene ventajas sobre sistemas de aire acondicionado de volumen constante por lo siguiente:

- Costo instalado moderado – razonable para un sistema todo-aire.
- Sistema de distribución de aire simple y compacto.
- No requiere de sistemas de ventilación y extracción adicionales.
- Menor perdida de capacidad latente a carga parcial.
- Ajuste del caudal mínimo de aire por el usuario.
- El ventilador de la unidad manejadora únicamente demandará el caudal necesario a las instalaciones en operación.
- Control de la presurización de los ambientes.
- Disponible con varias opciones de control para mayor adaptabilidad.
- Ahorro de energía, al cerrar el paso de aire a zonas que no requieren suministro del mismo en determinado momento, originando a la unidad manejadora de aire central, a disminuir su velocidad y por ende reducir su consumo eléctrico.

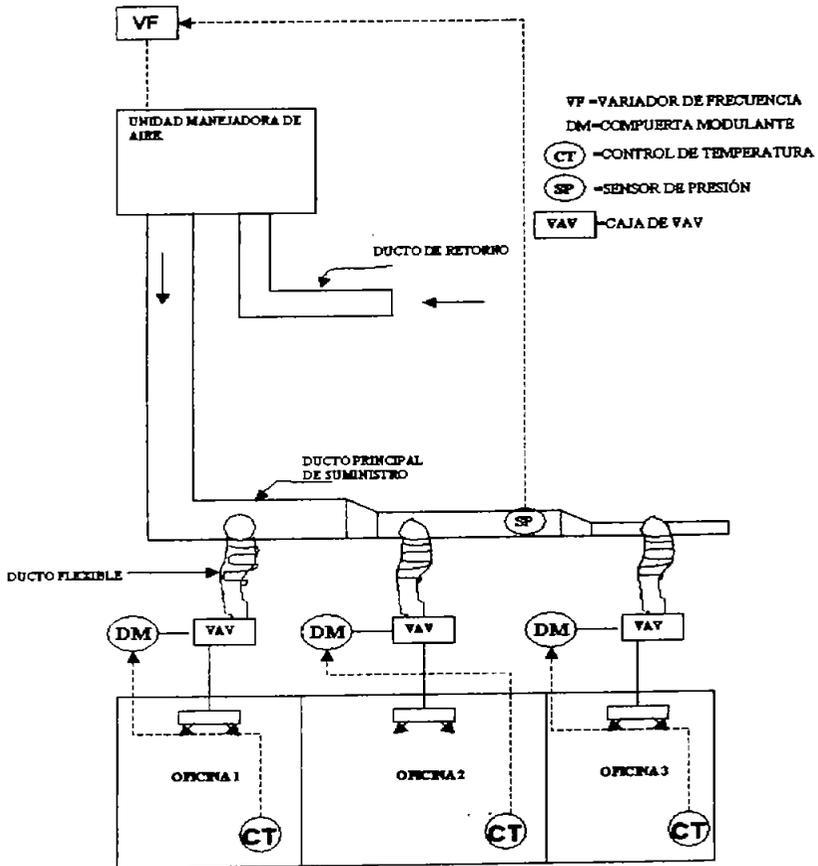


Figura 5 Diagrama Típico de un sistema de VAV

CAPITULO II

2.0 Sistemas de Control

2.1 Definición

El termino control puede abarcar desde la regulación de la flama de una estufa de petróleo mediante la ruedecilla manual, hasta el complejo sistema del "Word Trade Center" mandado por ordenadores electrónicos.

Desde el punto de vista funcional los sistemas de control en equipos de aire acondicionado, tienen el único fin de mantener la temperatura, humedad,

movimiento del aire y presiones, adecuadas dentro de las gamas de condiciones deseadas.

Los sistemas de control facilitan la funcionalidad de los equipos de aire acondicionado actuando de forma secuencial de tal manera que satisfaga las necesidades de enfriamiento, calentamiento, humidificación, la siguiente figura representa un diagrama esencial de control.

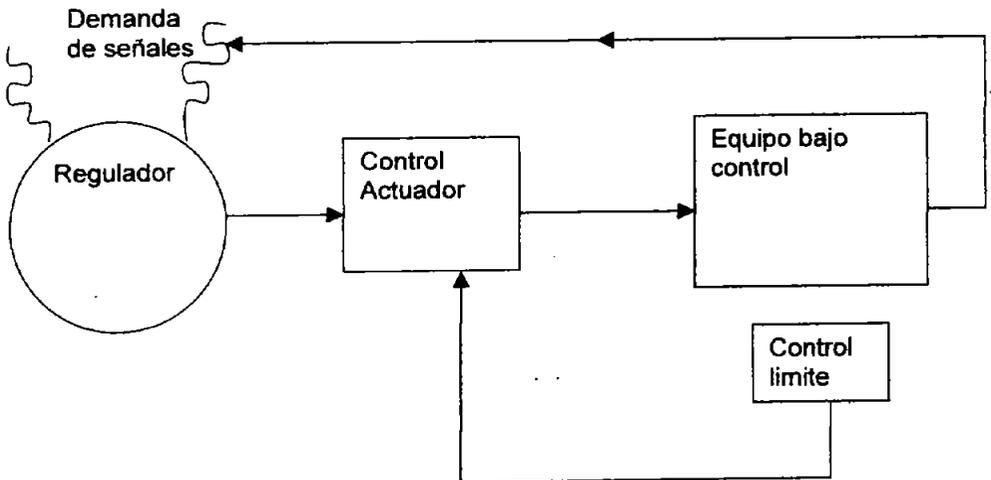


Fig. 6 Diagrama típico de Control

En acondicionamientos de aire, resulta complicado el control de los equipos. El diseñador de sistemas de aire acondicionado debe proporcionar dentro del diseño un diagrama de controles donde se indique la forma operacional del sistema, además de especificar cada uno de los elementos.

2.2 Componentes de un sistema de control

Los componentes de un sistema de control en general son los siguientes:

Suministro de energía

Líneas de suministro

Controladores

Líneas de salida

Dispositivos de control

a) Suministro de energía

La energía que se suministre, puede ser de dos tipos: Neumática ó Eléctrica; esto determinara el tipo de sistema de control.

El suministro de energía neumática, se conforma por un compresor, una secadora de aire, un filtro de aceite y una estación reductora de presión. Con estos cuatro elementos podemos suministrar aire limpio a una presión constante. El aire comprimido se diseña para suministrar presión y volumen.

a.1 Descripción del sistema neumático.

a.1.1 Compresor: El compresor está compuesto por un motor eléctrico, una bomba de aire y un receptor de aire, la bomba de aire suministra la presión mientras que el receptor proporciona el volumen necesario.

El aire del receptor luego viaja hacia la secadora, donde es enfriado hasta una temperatura cercana al punto de congelación, para de esta forma remover la humedad de dicho aire a alta presión.

a.1.2 Filtro de aceite: El filtro de aceite tiene un doble propósito; el primero y el mas importante es el remover el aceite del aire de entrada y el segundo, quitar partículas de suciedad.

a.1.3 Estación reductora: La estación reductora toma el aire a una alta presión y la reduce para ser utilizada en el sistema de control. La válvula reductora de

presión es también del tipo autorregulable ya que si la válvula detecta una presión mayor que la de su punto de calibración, producirá un ajuste para mantener la presión dentro del rango de operación de la válvula.

Un dispositivo de seguridad, como una válvula de sobre presión, debe instalarse a la salida de la estación reductora para que de esta forma se eviten daños al sistema por alta presión.

El suministro de energía para sistemas electrónicos ó eléctricos, es mediante un transformador que proporcione voltaje utilizable por el sistema de control. Muchos sistemas operan con 120 v.c.a ó 24 v.c.a.. El tamaño del transformador varia de acuerdo a la cantidad de amperes necesarios para hacer trabajar los controles.

b) Líneas de suministro

En sistemas neumáticos, la energía se distribuye a través de tuberías ó líneas neumáticas. En ellos se utiliza generalmente tubos de cobre ó bien tubos de polietileno.

c) Controladores

El controlador tiene dos funciones:

- a) Medir una variable
- b) Producir una señal de salida

Las variables que pueden sensar estos controladores son: Temperatura , Humedad relativa y presión.

La temperatura.- En el caso de instrumentos neumáticos es sensada por un elemento metálico que cambia su perfil cuando varia la temperatura. Esta variación se traduce en movimiento que proporciona una señal al relevador del controlador para incrementar o disminuir su salida en forma proporcional. En el caso de un instrumento electrónico, un elemento resistivo cambia su resistencia con respecto a la temperatura e indica al circuito interno, si la señal debe incrementarse o reducirse en forma proporcional.

La humedad relativa.- En los instrumentos neumáticos es sensada por un elemento flexible que cambia su perfil con respecto a la humedad. Aquí también este cambio ocasiona variación entre ciertos dispositivos dentro del controlador resultando un cambio en la presión proporcional al cambio de humedad que sufre el elemento.

En el caso de un controlador electrónico se utiliza un elemento flexible que está revestido con un material conductor. El elemento cambia su resistencia al variar la humedad, los circuitos internos producirán después una salida de voltaje mayor o menor, proporcional al cambio de humedad que el elemento sufra.

La presión.- Es sensada por un diafragma, este se mueve de acuerdo al aumento o disminución de la presión del gas. Este movimiento es luego transferido a una tapa junto al puerto de control, en el caso de instrumentos neumáticos, ó bien cambia la resistencia de un elemento de resistencia variable para un sistema electrónico, en ambos casos produce una señal de salida proporcional con respecto a la señal de entrada ver la siguiente figura:

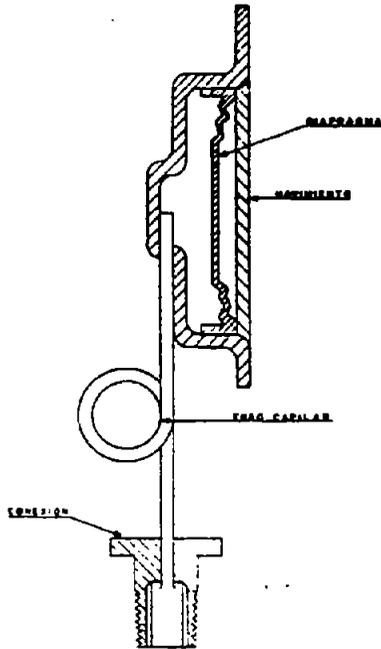


Figura 7 Elemento Sensor tipo Diafragma

d) Líneas de salida

La señal del controlador es enviada a los dispositivos de control por medio de líneas de salida, en el caso de sistemas neumáticos, corresponden a tubos ya sea de cobre ó polietileno.

En el caso de controladores electrónicos, el cableado transmite la señal de salida, desde el controlador hasta los dispositivos controlados.

Los rangos que se manejan en las líneas de salida en sistemas neumáticos, va desde 0 hasta 15 lbs., ó bien de 0 hasta 20 lbs. Por pulgada cuadrada. En el caso

de controladores electrónicos, esta será desde 0 hasta 18 volts de corriente directa como máximo.

e) Dispositivos de control

Los dispositivos de control son indispensables para convertir la señal del controlador, en movimiento que posicione un dispositivo controlado.

Un dispositivo de control consiste en dos partes: El actuador y el regulador.

Esta parte convierte la señal en fuerza que posiciona al regulador y este a su vez regula el flujo que pasa en el dispositivo de control y dentro de sus espacios. Los dispositivos de control son típicamente válvulas y compuertas. En el caso de dispositivos neumáticos controlados, un actuador capta la señal del controlador y la convierte en fuerza. Esta fuerza mueve el vástago de la válvula ó bien mueve la varilla del pistón del actuador de compuerta hasta cierta posición de acuerdo a la magnitud de la señal aplicada, en el caso de un dispositivo controlador electrónico, la señal de voltaje es convertida a movimiento mecánico por medio del actuador, el cual mueve al regulador en un sin número de posiciones.

Las partes que hemos visto que integran el sistema de control, se interrelacionan con dos tipos de ciclos:

a) ciclo abierto

b) ciclo cerrado

Ciclo abierto.- Se integra por variables tales como: temperatura del aire exterior, calor de entrada al espacio y la temperatura resultante en el cuarto, cualquier cambio en la temperatura del aire exterior, influye en el calor del lugar y esto a su vez afecta la temperatura del cuarto ó local. Estos tres eventos no están interrelacionados, ya que la temperatura del cuarto no tiene ningún efecto en la

temperatura del aire exterior. Además la temperatura del cuarto es solo la resultante de muchas variables, tales como la pérdida de calor del medio circundante, las ganancias de calor interno y la entrada de calor que es regulada por la temperatura del aire exterior, por lo tanto en estos sistemas no existe una retroalimentación al controlador ver la siguiente figura.

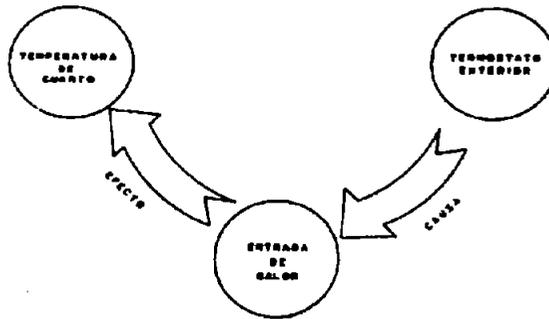


Figura 8 Ciclo Abierto

Ciclo cerrado. En este ciclo existe en cambio 3 partes interrelacionadas por ejemplo. El termostato del cuarto controla la cantidad de calor que entra al espacio acondicionado y este a su vez determina la temperatura del mismo. Aquí no afecta directamente al otro y así sucesivamente, en este sistema se puede llegar a un equilibrio, suministrando una retroalimentación en este ciclo cerrado tal y como se muestra en la siguiente figura.

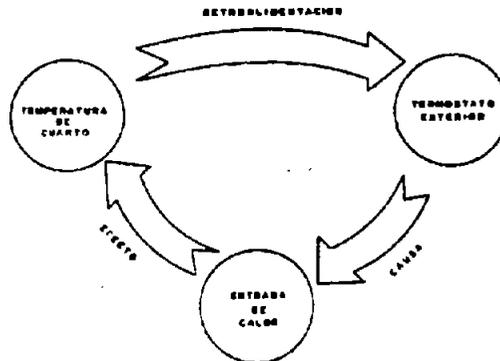


Figura 9 Ciclo Cerrado

En la siguiente figura se muestran dos tipos de ciclos, primero consideremos un controlador de dos posiciones con su sensor en la entrada de aire exterior. La variable aquí es medida de tal suerte que el calor que existe en el edificio no afecte la temperatura del aire exterior además tenemos otro controlador que se encuentra en la corriente del aire mezclado.

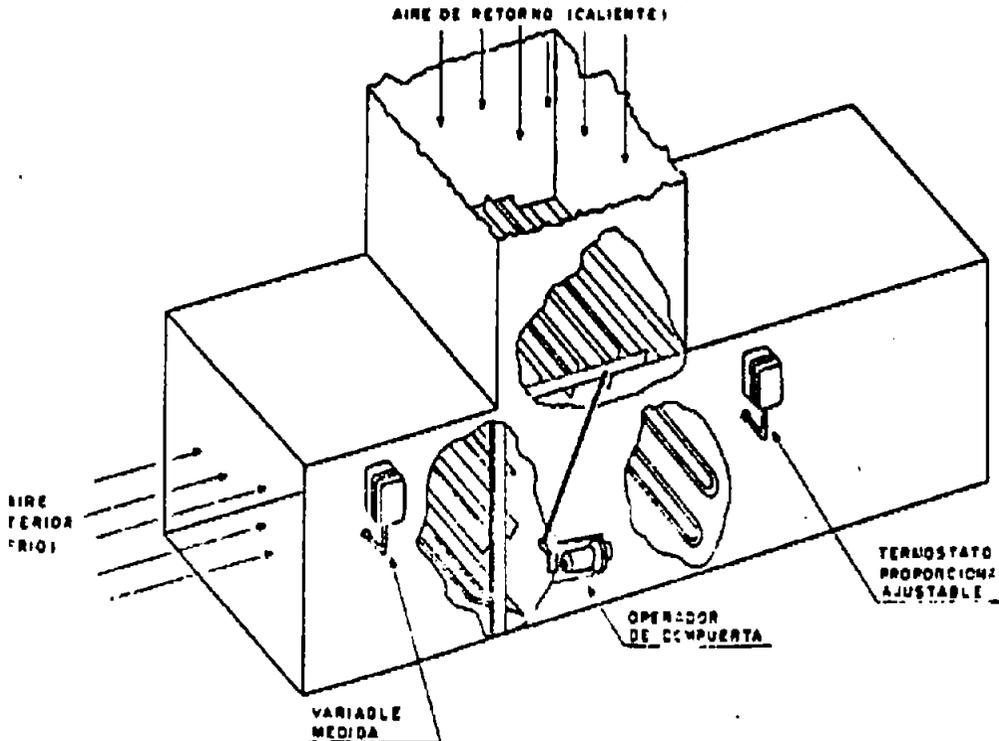


Figura 10 Sistema de Aire Mezclado

El aire de retorno, que se considera caliente y el aire del exterior que se considera frío se mezclan para proporcionar una retroalimentación al sistema a través del segundo controlador, la señal de salida de dicho controlador se basara de la temperatura del aire de mezcla mandando la señal al operador de compuerta.

Conforme la temperatura en el elemento sensor baja, el controlador reacciona suministrando una cantidad menor de aire del exterior y mas aire de retorno hasta que la temperatura del aire de mezcla satisfaga a la ajustada en el control, por otra parte si la temperatura se eleva demasiado, las compuertas se moverían de tal forma que se suministrara más aire del exterior y menos aire de retorno para así lograr una mezcla que satisfaga también el punto de ajuste de este controlador.

Estos componentes del sistema están arreglados, para proporcionar una retroalimentación. A este sistema se le llama ciclo cerrado ya que contiene una variable controlada.

El ciclo abierto puede ser utilizado para permitir al ciclo cerrado funcionar solo en cierta parte del tiempo, cuando el aire del exterior se encuentre muy caliente para ser usado como agente frío, el sistema se haría muy costoso si se enfriara por de medio de serpentines de enfriamiento que se encuentran después de la caja mezcladora, podemos hacer que este controlador sea eliminado del sistema, cerrando la compuerta de aire exterior y recirculando el aire del retorno a través de los serpentines de enfriamiento haciendo de esto que el costo del sistema sea más económico.

Por sus características este corresponde a una señal de dos posiciones, en un ciclo normal, es decir, por abajo del punto de ajuste, el controlador estará en condiciones de modular las compuertas para controlar la mezcla del aire.

El controlador de mezcla de aire puede ser de acción directa si el agente enfriador (aire del exterior) tenga una compuerta normalmente cerrada y el aire de retorno que está caliente tenga la compuerta normalmente abierta por lo tanto: CALIENTE - normalmente abierto y acción directa, FRIO – normalmente cerrado y acción directa.

Normalmente nos encontraremos con circuitos cerrados pero en el ejemplo anterior podemos ver una aplicación que podemos hacer con el circuito abierto.

2.3 Elementos Sensores (Mecánicos).

El elemento sensor de un control, convierte las condiciones ó cambio en la variable a controlar en un movimiento utilizable ó en una variación que activara un relevador para producir la señal de salida.

2.3.1 Temperatura

Los elementos sensores de temperatura están hechos en varios tipos para integrar las diferentes clases de controles. Los termostatos montados en pared o termostatos de cuarto, generalmente utilizan elementos bimetalicos ó bien elementos de fuele llenos de vapor para aplicaciones de bulbo remoto se utiliza liquido, gas ó refrigerante en el interior de dichos bulbos y también en el capilar que lo une con el termostato. El capilar y las secciones de conexión vienen en varios tamaños para permitir el montaje remoto del controlador.

Los elementos bimetalicos son dos tiras delgadas de metales distintos que están fundidos uno con otro para integrar un dispositivo que cambie su perfil de una manera constante conforme la temperatura ambiente cambie. El bronce es el mas utilizado ya que posee un alto coeficiente de expansión ver la figura siguiente.

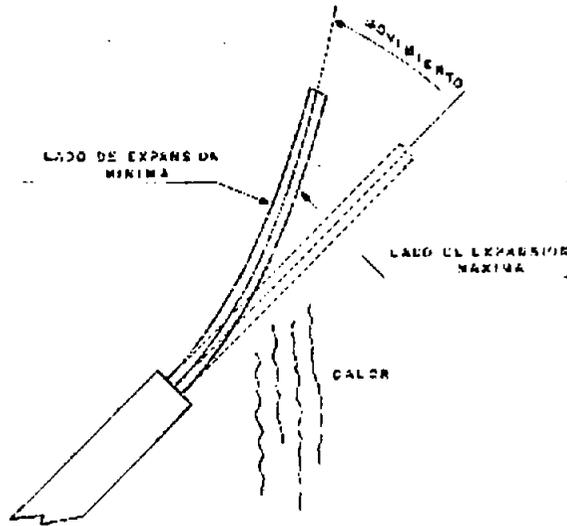


Figura 11 Forma operacional de un elemento bimetal

2.3.2 Humedad Relativa

Los elementos para medir la humedad relativa están hechos de materiales higroscópicos que corresponden a los cambios de humedad por medio de su cambio en tamaño. Normalmente estos elementos están hechos de materiales orgánicos como delgadas capas de cuernos de animales. Madera, membranas o cabellos.

Lo más novedoso es un elemento sensitivo para humedad pero sintético y es llamado CAB (Celulosa Acetato Butirato), que es un polímero que tiene mayor estabilidad y exactitud que los elementos orgánicos ver la siguiente figura.

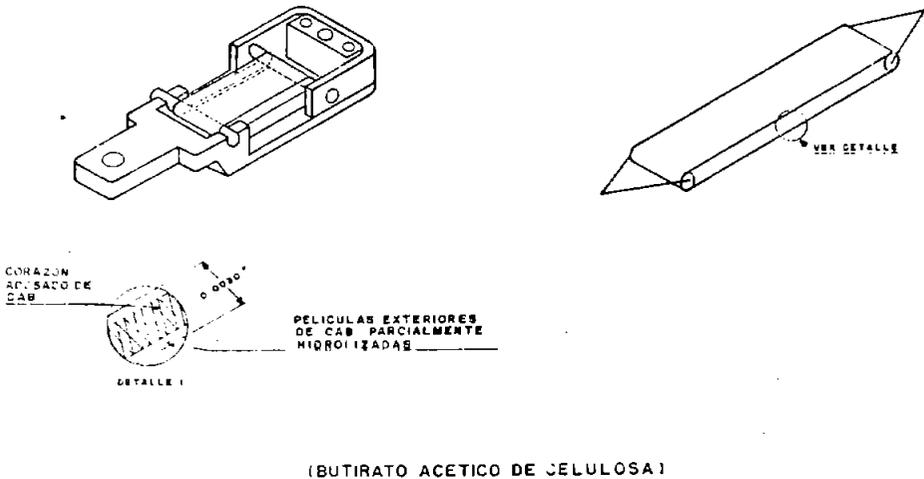


Figura 12 Elementos Sensores de Humedad

Los elementos orgánicos se alargan con el aumento de la humedad relativa y se acortan cuando esta baja. Estos elementos se montan de tal forma que al cambiar su longitud activan un relevador.

Cortes delgados de dos tipos de maderas se unen para formar un elemento como el bimetal, una de las tiras está formada por un tipo de madera que no varía significativamente y esto le da la estabilidad al elemento. El otro tipo de madera si reacciona a los cambios de humedad y produce un cambio en el perfil.

El elemento CAB se arregla en una tira tensada, en la cual se produce una tensión en el momento que la humedad baja y una elongación con la resultante perdida de tensión al aumento de la misma. Esta variación en los esfuerzos se transmite a

dos soportes que sujetan a la cinta CAB, y estos a su vez pueden activar a un relevador.

2.4 Elementos Sensores (Electrónicos)

El sensor electrónico es un elemento resistivo que varía su resistencia de acuerdo a los cambios en la variable a ser medido. Estos cambios en resistencia se convierten en cantidades proporcionales de voltaje en un circuito puente.

El voltaje es amplificado y utilizado para activar algún operador que regula la variable a controlar.

2.5 Elementos Sensores de Temperatura

El elemento sensor utilizado en las líneas electrónicas del dispositivo es un embobinado de nickel. Este embobinado es muy sensible a los cambios de temperatura aumentando su resistencia de 3 Ohms por cada grado Fahrenheit. Esta característica es llamada coeficiente positivo de temperatura, el tamaño y tipo de alambre nos dará una resistencia de referencia que será de 1000 Ohms a 70°F así una pérdida de temperatura produce que la resistencia baje y viceversa, el rango que cubre va de -40 a +250°F.

Los termistores son otro tipo de sensores de temperatura, difiere del nickel en que los hay tanto para coeficientes positivos de temperatura como para negativos.

2.6 Elementos para Humedad

Los sensores de humedad utilizados para controles electrónicos, es el elemento resistivo CAB. Este dispositivo resistivo es un desarrollo que está por arriba de otros tipos de elementos resistivos desde el punto de vista de contaminación en la resistencia, estabilidad y durabilidad.

El sensor de humedad CAB es una película polimérica de varias capas, sensible a la humedad, que consta de un corazón formado por un conductor eléctrico y de capas externas aisladas que están parcialmente hidrolizadas. El elemento tiene una resistencia normal de 2,500 Ohms. y una sensibilidad de 2 Ohms por por ciento de humedad relativa al 50% de humedad relativa.

Al aumentar la humedad relativa, el agua es absorbida por el CAB y causa que este se expanda. Esta deformación provoca el movimiento de las partículas de carbón suspendidas posicionándose más lejos unas de otras, resultando un incremento en la resistencia del elemento. Cuando la humedad relativa disminuye, el CAB pierde agua ocasionando una contracción del polímero, con lo cual las partículas de carbón están más cerca unas de otras, haciendo que el elemento sea menos resistivo.

2.7 Tipos de señales

Existen dos tipos de señales producidas, una señal de dos posiciones que varia de valor cero al máximo valor sin pasos intermedios. Los instrumentos están disponibles tanto para sistemas eléctricos como neumáticos que producen de 0 al máximo valor de la señal, cuando la variable cambia, y finalmente alcanza el punto de ajuste del instrumento.

2.7.1 Diferencial

Diferencial es un termino propio de los instrumentos de dos posiciones. El diferencial corresponde a valores de la variable a controlar que activar al controlador de dos posiciones a cambiar la salida del mismo ya sea de 0 al valor máximo ó viceversa sin pasos intermedios.

Una señal proporcional varia desde 0 hasta el valor máximo y también con cualquier valor intermedio dentro de ese rango. Aquí dos términos adicionales aparecen: sensibilidad y ancho de banda.

2.7.2 Sensibilidad

La sensibilidad pertenece a los sistemas neumáticos y se define como el cambio en el numero de libras por pulgada cuadrada que la salida del controlador cambia por unidad de cambio en la variable que se esta controlando. Esto determina que tan rápido reacciona el instrumento al cambio en la señal de entrada.

2.7.3 Ancho de banda

Este termino pertenece a los controladores electrónicos y es comparable a la sensibilidad. Se define como el cambio de la variable a controlar que causa un cambio completo en la salida del controlador.

La mayoría de los reguladores o elementos de regulación son termostatos, hidrostáticos o dispositivos sensibles

2.8 Introducción a los sistemas de control para el aire acondicionado.

Los sistemas de control para instalaciones de calefacción, refrigeración y aire acondicionado parecen ser y son complicados, pero la realidad es que solo son necesarios tres elementos para construir dicho sistema de control, como son: el elemento sensor, el órgano de mando y el dispositivo gobernado. Estos solo necesitan una instalación adecuada que les da el sentido correcto.

La mayoría de los sistemas de control pertenecen al grupo "anillo cerrado", si bien en algunos casos se utilizan sistemas de anillo abierto. En un sistema de ciclo abierto la acción del dispositivo gobernado no afecta directamente al elemento

sensor. Un ejemplo casero de este sistema es la manta eléctrica, en cuyo ciclo de regulación el termostato detecta la temperatura ambiente y no la de la manta.

Recordemos que a pesar de su aparente complejidad todos los sistemas de control pueden reducirse a estos elementos esenciales. La mayoría de las complicaciones se dan como consecuencia de intentar un mejor control ó sea de querer mantener la variable controlada tan cerca como sea posible del valor deseado. Una de las reglas fundamentales en los sistemas de control consiste en mantener la sencillez y evitar el apilamiento de relés u órganos de reposición o múltiples sensores.

2.9 Finalidades del control.

Se cree a menudo que el objetivo de un sistema de mando automático consiste en facilitar la regulación de la temperatura y/o la humedad de un lugar. Sin embargo, no son éstas las únicas funciones que el sistema puede realizar.

También puede controlar la presión relativa entre dos estancias, cualidad que resulta muy útil para prevenir la propagación de la contaminación.

Los dispositivos de seguridad impiden el funcionamiento del equipo en condiciones peligrosas. Además pueden disparar alarmas ópticas o acústicas que avisen al personal de servicio acerca de dichas condiciones.

Las instalaciones trabajan en las mejores condiciones económicas cuando la capacidad del equipo se ajusta estrechamente a la carga y esto se consigue mejor con un sistema de mando automático y no manualmente.

Un sistema completamente automático, equipado con mandos conmutadores, enclavamientos y dispositivos interiores de verificación y compensación, reduce al

mínimo la intervención del hombre y por lo tanto el riesgo del error humano. Así las finalidades de los sistemas de control son muchas y muy variadas.

2.10 Modos de acción.

Es la mas sencilla y obvia, un ejemplo de acción según dos posiciones lo constituye un relé que se abre o se cierra, sin posiciones intermedias. Un ejemplo de acción por conexión-desconexión puede ser un termostato que pone en marcha y para el motor de un ventilador. Cualquier órgano de mando que actúe según dos posiciones necesita un valor diferencial la cual será entre el valor a que el órgano trabaja en una posición y el valor en que cambia para pasar a la otra. En el caso

de un termostato se expresa en grados de temperatura. El valor diferencial de regulación de cualquier dispositivo es, por lo general, algo menor que el diferencial

de funcionamiento de la instalación por razón del tiempo que transcurre entre la actuación del dispositivo y la reacción del sistema.

2.11 Acción anticipada según dos posiciones

Se utiliza para disminuir el diferencial de funcionamiento acortando artificialmente la duración del tiempo de conexión o desconexión con una cierta anticipación a la respuesta del sistema. Un termostato para calefacción puede equiparse con un pequeño calefactor interno que funciona durante los periodos de conexión, dando de este modo una señal falseada al termostato. Esto se denomina calor anticipado.

2.12 Acción flotante.

Con este termino se describe el modo de acción de un dispositivo gobernado que puede parar en cualquier punto de su recorrido e invertir el sentido de su movimiento sin llegar a completar su carrera. El órgano de mando ha de tener un punto neutro o zona muerta en que no mande señal alguna pero que permita que el dispositivo gobernado flote en una posición parcialmente abierta. Este sistema para un buen funcionamiento requiere una rápida respuesta de la variable controlada, de lo contrario no pararía en ningún punto intermedio.

2.13 Acción proporcional

La acción proporcional no es más que la acción flotante con realimentación incorporada. La realimentación significa que el elemento accionador del dispositivo gobernado sólo se desplaza lo suficiente para satisfacer el cambio experimentado por la variable controlada, no es necesario guardar la respuesta de esta última. La expresión regulación modulada se refiere por lo general a la regulación

proporcional, si bien estrictamente hablando, la regulación o acción flotante también es modulada.

En la modalidad de regulación proporcional nos encontramos con algunos nuevos términos.

La capacidad de regulación (banda proporcional) es la magnitud del cambio que ha de experimentar la variable controlada para que el elemento accionador del dispositivo gobernado se desplace de un extremo a otro de su carrera.

2.14 Fuentes de energía para los sistemas de control

Los sistemas de control pueden ser eléctricos, neumáticos, electrónicos, fluidos, hidráulicos, autónomos o combinaciones entre ellos.

a) Sistemas eléctricos

Los sistemas eléctricos proporcionan el control permitiendo o interrumpiendo el paso de la corriente ó modificando la tensión y la intensidad por medio de reóstato ó circuitos en derivación.

b) Sistemas neumáticos

En los sistemas neumáticos, por lo general, se utiliza aire comprimido a baja presión. Los cambios en la presión de salida del órgano de mando dan lugar a los correspondientes cambios de posición del dispositivo gobernado.

c) Sistemas electrónicos

Estos sistemas trabajan a tensión e intensidades muy bajas (15 volts o menos) tanto para la captación como para la transmisión, utilizándose en ellos la amplificación mediante circuitos electrónicos ó cero-mecanismos según convenga para el accionamiento del dispositivo gobernado.

d) Sistemas fluidicos

Los sistemas fluidicos trabajan con aire ó con gas y, en sus principios de funcionamiento, se parecen a los sistemas electrónicos y también a los neumáticos.

e) Sistemas hidráulicos

En principios se parecen a los sistemas neumáticos, si bien en los hidráulicos se utiliza con preferencia un liquido o un gas en lugar del aire. Generalmente estos sistemas son cerrados, mientras que los sistemas neumáticos son abiertos (se pierde algo de aire).

f) Sistema autónomo

Este tipo de sistema incorpora en una sola unidad el elemento sensible, al órgano de mando y al dispositivo gobernado. No precisa energía externa ni conexión alguna. La energía necesaria para modificar la posición del dispositivo gobernado la facilita la reacción del elemento sensible con la variable controlada.

g) Medición

Todas las acciones de regulación descritas anteriormente depende ante todo de la medición de una variable controlada. El efectuar una medición exacta y rápida es el problema mas serio de la industria del automatismo. Si bien es esencial para una buena regulación, también es muy difícil conseguir una lectura exacta e instantánea, especialmente si la propiedad que se mide oscila o cambia muy rápidamente.

Así pues, es necesario analizar muy cuidadosamente que es lo que realmente se mide, como puede variar durante el tiempo de funcionamiento y hasta que punto se necesita una gran exactitud en la medición.

Los termostatos se verán afectados por la presencia o ausencia de corrientes de aire, por la temperatura de las superficies sobre las que se hallan instalados (si es muy diferente de la temperatura del aire), por la masa del elemento sensible y por la presencia de efectos de radiación procedentes de ventanas o de superficies calientes. En el caso de una residencia y oficina la variación de 0.5 a 1°C por encima o por debajo del valor deseado, puede ser aceptable. Para un laboratorio de verificación de características normalizadas una variación de 0.25 °C puede resultar inaceptable.

Un detector de presión que se halle colocado en un punto de turbulencia (tal como una curva o un cono de reducción de una tubería), del fluido nunca podrá dar lecturas exactas o coherentes. Para ello se requiere instalarlo generalmente en un tramo largo y recto del conducto. En aquellos casos en que no son posibles dichos tramos. Puede utilizarse válvulas amortiguadoras.

Otra dificultad que puede presentarse en la medición o en el mando, es el retraso debido a la distancia a que debe transmitirse la señal. Las señales neumáticas viajan solamente a las velocidades propias del sonido y se hallaran sujetas a las pérdidas por rozamiento que sufren los fluidos. Las señales eléctricas pueden verse seriamente amortiguadas por la resistencia de las líneas de gran longitud.

2.15 Efecto de la temperatura ambiente

En los tipos usuales, el bulbo está totalmente rodeado por el material, cuya temperatura está siendo controlada, mientras el fuelle y el tubo capilar están expuestos a la temperatura ambiente.

Existen tres condiciones:

- 1.) Temperatura ambiente siempre mas alta que la temperatura del bulbo:
Aplicaciones de refrigeración.

- 2.) Temperatura ambiente siempre más baja que la temperatura del bulbo :
Aplicaciones de Calefacción.
- 3.) Aplicaciones en donde la temperatura del fuelle puede estar a veces por arriba, y otras por debajo de la temperatura del bulbo.- Aplicaciones de ambiente mixto.

En aplicaciones de refrigeración, todo el liquido debe quedar en el bulbo, y no debe existir tendencia del liquido a condensarse en el fuelle ó en el capilar puesto que están a una temperatura mas alta. Cuando un pequeño volumen de liquido se vaporiza, forma un volumen mucho mayor de gas, por tanto una cantidad relativamente pequeña de liquido es requerida. Dentro del rango de operación del control, solo lo suficiente debe de estar presente para suministrar gas para llenar el espacio restante. El bulbo necesario es mas pequeño que aquellos utilizados en calefacción ó elementos de ambiente mixto.

En elementos de refrigeración, cuando la temperatura del bulbo se incrementa, se alcanza un punto ligeramente arriba del limite superior del rango donde la carga total llega a un estado de vapor y no queda liquido. El elemento alcanza la " Temperatura de desaparición ". Aquí se tiene la ventaja de que después de esta temperatura de desaparición, el aumento de presión ó el rango de expansión es mucho más bajo. Cuando la temperatura se aumenta ó encontramos temperaturas muy altas durante el embarque, el bajo aumento en la presión ó expansión, no causaran que el fuelle se rompa ó se dañe.

Con un elemento para refrigeración vapor - presión, el fuelle y/o capilar no deberá nunca alcanzar una temperatura mas baja que la del bulbo en cualquier aplicación en particular. Esto causara condensación y la interfase entre vapor y liquido apareceria en el fuelle y/o en el capilar, causando operaciones erróneas del control.

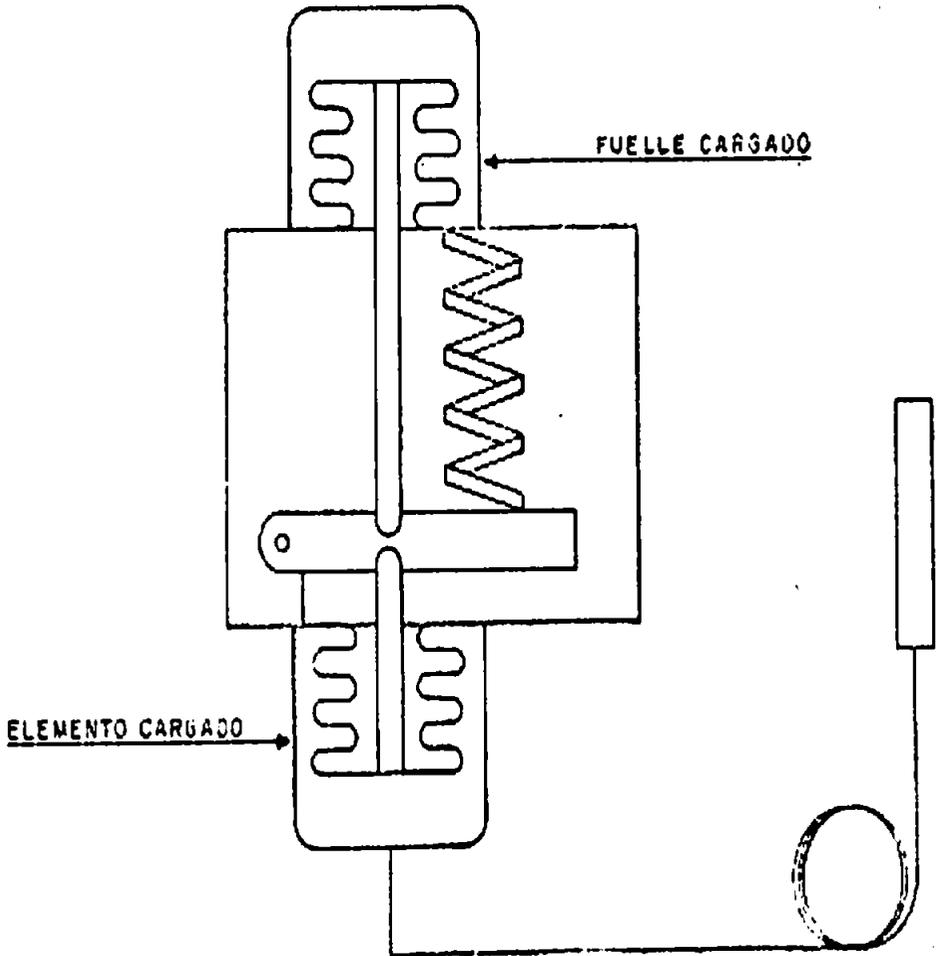


Figura 13 Efecto de la Temperatura aplicaciones en Refrigeración

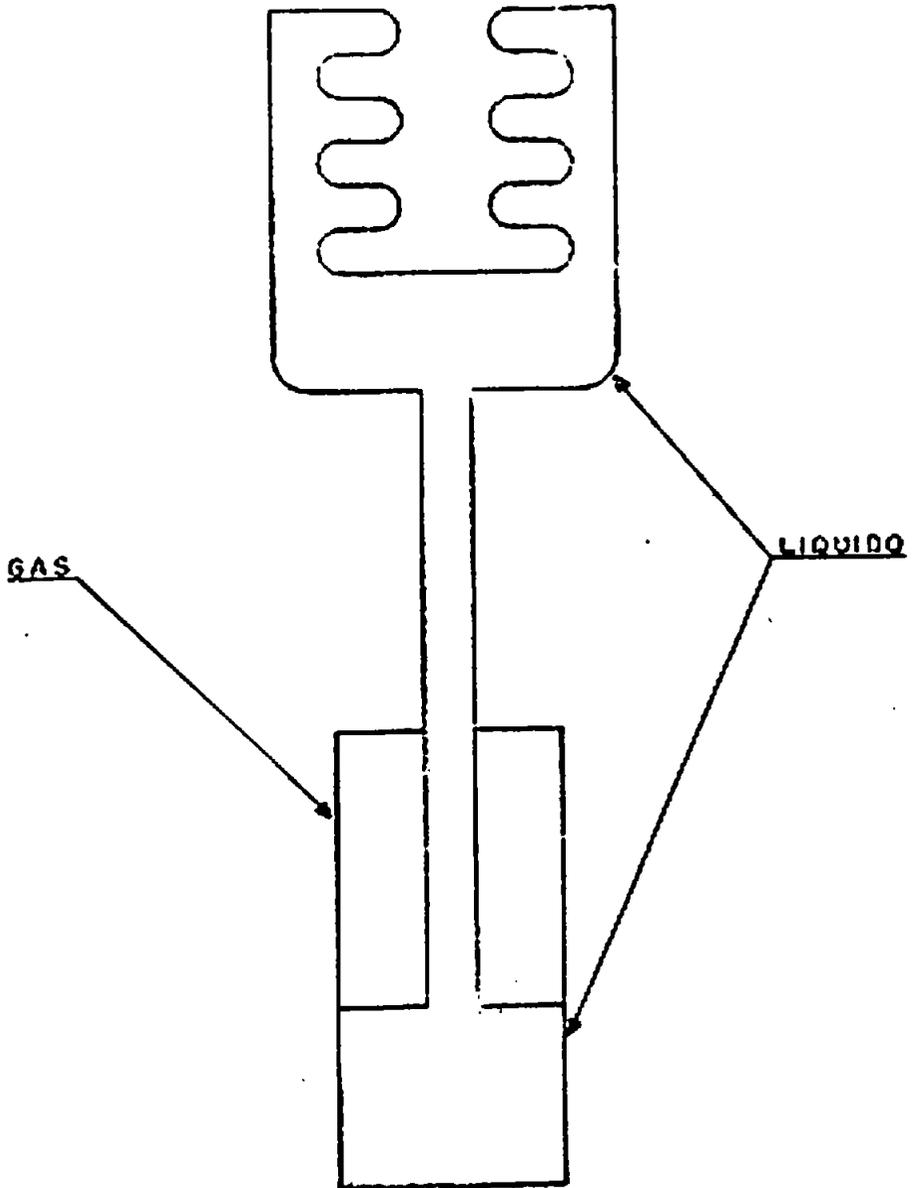


Figura 14 Efectos de la Temperatura aplicaciones en Calefacción

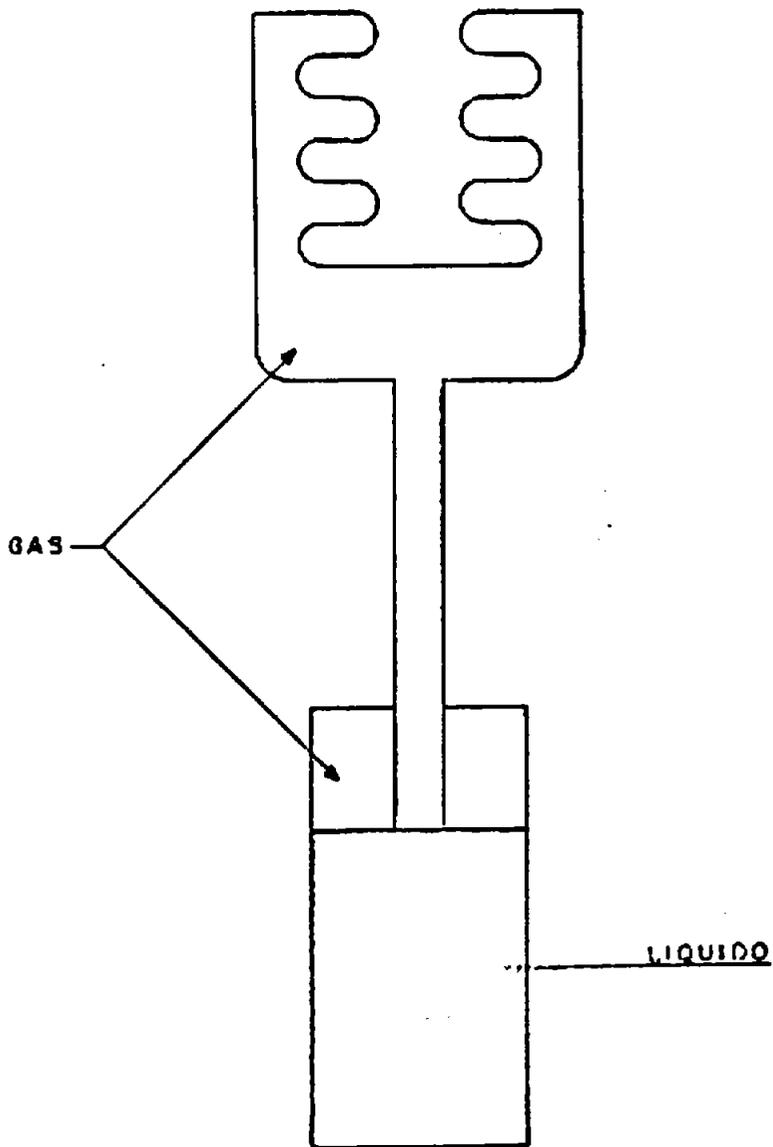


Figura 15 Efectos de la Temperatura aplicación Mixta

CAPÍTULO III

3.0 Proyecto de Volumen de Aire Variable aplicado a oficinas.

Objetivo

Demostrar que un sistema de aire acondicionado automatizado presenta menor consumo de energía que los sistemas tradicionales.

3.1 Datos del Proyecto

La compañía emersión de México S.A de C.V. , construirá oficinas en el Puerto de Veracruz, estas oficinas cuentan con un área de construcción de 4,358 ft² en planta baja y 4,734 ft² en el primer nivel, para tal construcción se pide que el sistema de aire acondicionado sea con Volumen de Aire Variable con el propósito de ahorrar energía eléctrica ya que este tipo de sistemas ofrecen un ahorro considerable haciendo que el sistema se pague por si mismo en cierto tiempo operacional.

3.2 Localización del proyecto

Coatzacoalcos Veracruz:

- a) Altitud del lugar 52 Ft.s.n.m
- b) Presión barométrica 29.86 in. wg.
- c) Longitud 96°
- d) Latitud 19°

3.3 Condiciones Exteriores de Diseño.

- Temperatura de Bulbo Seco maxima 35.6°C (96 °F)
- Temperatura de Bulbo Seco minima 9.6 °C (49 °F)
- Mes mas caluroso Julio

Las condiciones climáticas del lugar fueron tomadas de las tablas AMERIC A.C./C.N.I.C. que se encuentran en el Anexo 1.

3.4 Condiciones Interiores de Diseño.

Temperatura de Bulbo Seco	24°C (75 °F)
Humedad Relativa	50%
Tiempo de operación	13 horas

Instalación: Los equipos se instalaran en la azotea conectados con ductos y bajaran en cada nivel. La siguiente carta psicrométrica es a nivel del mar en ella se encuentran las temperaturas exteriores e interiores del lugar así como la temperatura de mezcla ya que se utilizara aire de retorno en el sistema.

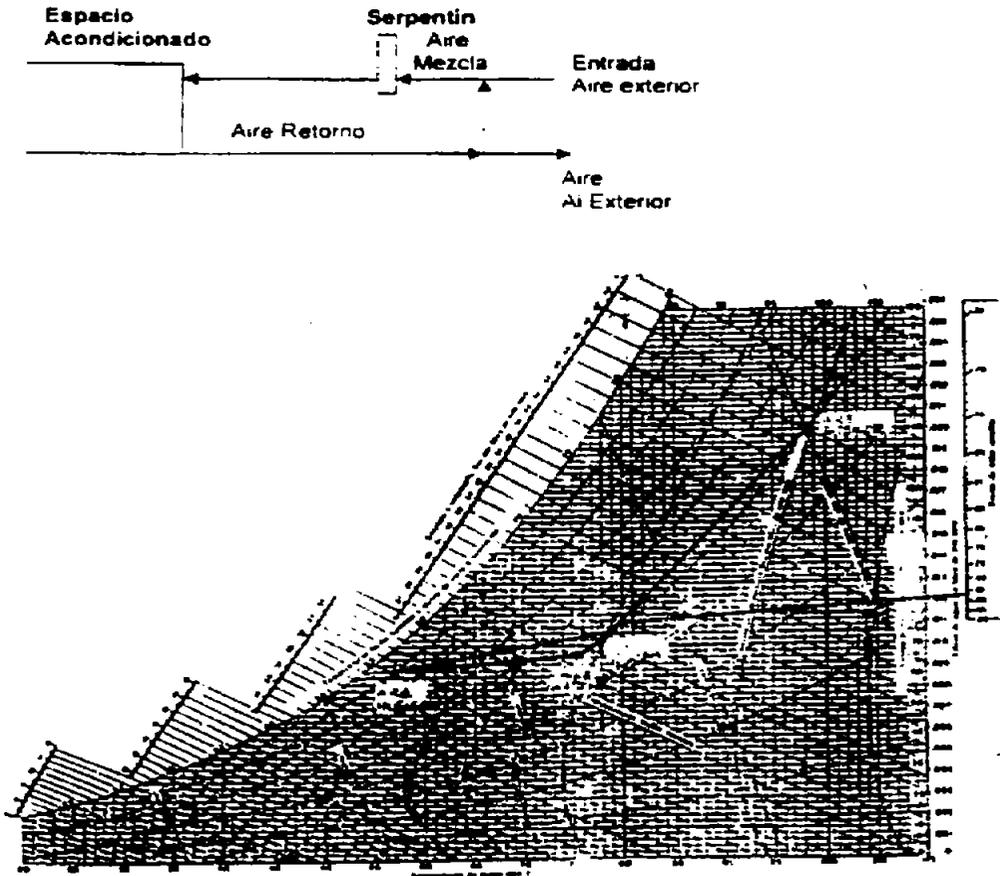


Figura 16 Carta Psicrometrica Derechos de Carrier Corporation 1946

3.5 Cálculo de áreas

3.5.1 Cálculo de áreas en planta baja

Gerente 1	=	5.8m x 3.0m = 17.4m ² = 187ft ²
Atención al Público 1	=	3.0m x 2.7m = 8.10m ² = 87 ft ²
Atención al Público 2	=	3.0m x 2.6m = 7.80m ² = 84 ft ²
Gerente 2	=	3.0m x 2.8m = 8.40m ² = 90 ft ²
Recepción	=	4.2m x 4.0m = 16.80m ² = 181 ft ²
Compras	=	4.2m x 3.7m = 15.54m ² = 167 ft ²
Ventas	=	9.2m x 8.5m = 78.20m ² = 841 ft ²
Copias y Fax	=	5.0m x 2.9m = 17.16m ² = 184 ft ²
Secretarias	=	7.2m x 7.9m = 55.00m ² = 592 ft ²
Pasillo	=	5.0m x 5.0m = 25m ² = 269 ft ² 3.0m x 5.0m = 15m ² = 161 ft ² 1.60m x 1.60m = 2.56m ² = 27 ft ²
		----- 457 ft ²
Caja	=	3.6m x 2m = 7.2m ² = 74 ft ²
Oficina 1	=	10.8m ² = 117 ft ²
Oficina 2	=	10.8m ² = 117 ft ²
Oficina 3	=	10.8m ² = 117 ft ²
Oficina 4	=	10.8m ² = 117 ft ²
Archivero	=	18.2m ² = 196 ft ²
Area total	=	3608 ft²

3.5.2 Cálculo de áreas en primer nivel

Comedor	= 12.8m x 3.0m = 38.40m ² = 413 ft ²
Dirección	= 4.0m x 1.20m = 4.80m ² = 52 ft ² 5.0m x 4.6m = 23.0m ² = 247 ft ²
	<hr/> 299 ft ²
Sala de Juntas	= 7.20m x 3.80m = 27.36m ² = 294 ft ²
Capacitación	= 9.2m x 8.50m = 78.20m ² = 841 ft ²
Secretaria	= 3.40m x 2.00m = 6.80m ² = 73 ft ²
Pasillo 2	= 9.60m x 8.20m = 88.0m ² = 946 ft ²
Pasillo	= 7.0m x 4.40m = 30.8m ² = 331 ft ²
Sala de Conferencias	= 8.0m x 13.6m = 108m ² = 1162 ft ²
Almacón	= 4.0m x 2.30m = 9.2m ² = 99 ft ²
Área Técnica 1	= 3.8m x 3.32m = 12.6m ² = 135 ft ²
Área Técnica 2	= 3.8m x 3.32m = 12.6m ² = 135 ft ²
Área total	= 4734 ft ²

Altura de piso terminado a plafón = 2.50m

3.6 Cálculo de los coeficientes de transmisión solar

Los coeficientes de transmisión solar son valores que se dan en unidades de BTU/ ft².hr.°F y que no es mas que el factor que interviene en la determinación de la ganancia de calor que se genera por unidad área de los diferentes componentes tales como: techos, muros, ventanas y puertas Ver Tablas en Anexo 1.

3.6.1 Cálculo del coeficiente de transmisión solar en losa.

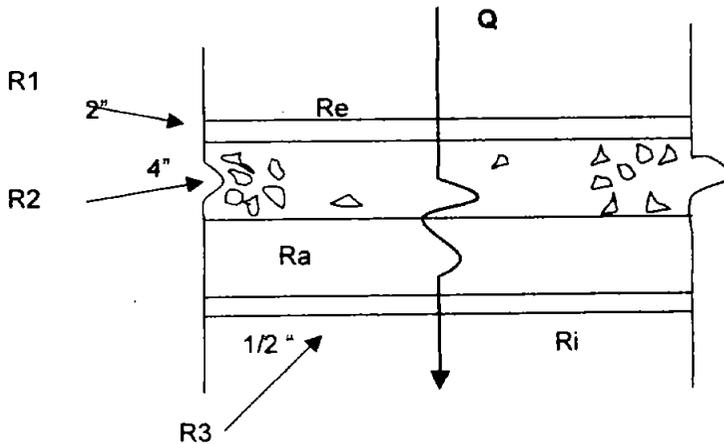


Figura 17 Losa Exterior

R1= Mortero de cemento de 2" de espesor = 0.40

R2= Concreto de 4" de espesor = 0.32

R3= Plafón de yeso de 1/2 " de espesor = 0.42

Re = Película de aire exterior = 0.25

Ri = Película de aire interior = 0.61

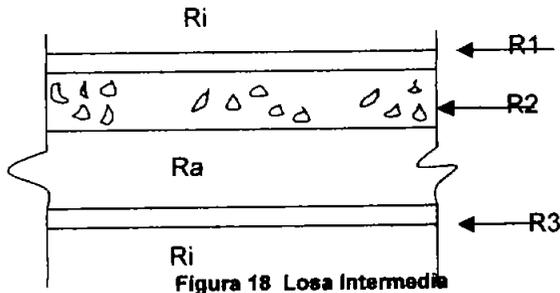
Ra= Espacio de aire = 1.23

$$U = 1/ Re + Ri + Ra + R1 + R2 + R3$$

$$U = 1/ 0.25 + 0.61 + 1.23 + 0.40 + 0.32 + 0.42$$

$$U = 0.30 \text{ BTU/ ft}^2 \cdot \text{hr.}^\circ\text{F}$$

3.6.2 Cálculo del coeficiente de transmisión en losa intermedia.



R1= Azulejo de 1/4" de espesor = 0.08

R2= Concreto de 4" de espesor = 0.32

R3= Plafón de yeso de 1/2 " de espesor = 0.42

Ri = Película de aire interior = 0.61

Ra= Espacio de aire = 1.23

$$U= 1/ 2Ri + Ra + R1 + R2 + R3$$

$$U= 1/ 2(0.61)+1.23+0.08+0.32+0.42$$

$$U= 0.30 \text{ BTU/ ft}^2\text{.hr.}^\circ\text{F}$$

3.6.3 Cálculo del coeficiente de transmisión en muros exteriores.

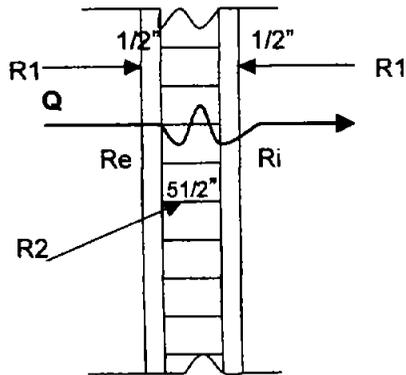


Figura 19 Muro exterior

R1= Aplanado de mortero con agregado de arena = 0.10

R2= Muro de Block común de 5 1/2" de espesor = 1.52

Re = Película de aire exterior = 0.25

Ri = Película de aire interior = 0.68

$$U = 1 / (Re + Ri + 2 R1 + R2)$$

$$U = 1 / (0.25 + 0.68 + 2(0.10) + 1.52)$$

$$U = 0.38 \text{ BTU/ft}^2 \cdot \text{hr.} \cdot \text{°F}$$

3.6.4 Cálculo del coeficiente de transmisión en muros interiores.

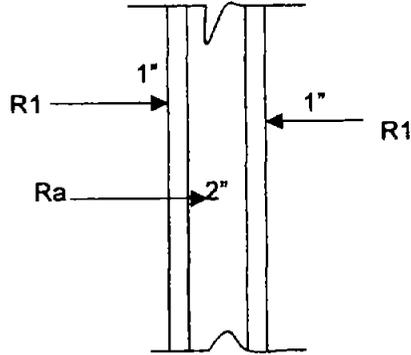


Figura 20 Muro interior

R1= tablaroca de dos caras acabado con pasta texturi con espesor de 1"

Re = Espacio de aire

$$U = 1 / Ra + 2Ri + R1 + R1$$

$$U = 1 /$$

$$U = 0.21 \text{ BTU/ ft}^2 \cdot \text{hr.} \cdot \text{°F}$$

3.6.5 Calculo de la "U" en vidrio reflectasol.

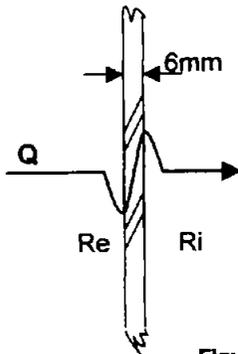


Figura 21 Vidrio en ventanas

Película interior de aire (posición vertical) $R_i = 1/C = 0.68$

Película exterior de aire (posición vertical) $R_e = 1/C = 0.25$

La conductividad térmica para vidrio ordinario es:

k_1 = conductividad térmica unidades BTU/Hr /FT²°F

x_1 = Espesor del material en pulg.

Si la k del vidrio ordinario es de 7.3 BTU/Hr /FT²°F

Entonces :

$$R_1 = X_1 / k_1 = 0.25 / 7.3 = 0.017$$

Por lo tanto

$$U = 1 / 0.25 + 0.017 + 0.68$$

$$U = 1 / 0.947$$

$$U = 0.61 \text{ BTU/ ft}^2 \cdot \text{hr.}^\circ\text{F}$$

3.7 Ganancia de calor interna en planta baja.

Las tablas de ASHRAE (American Society of Heating, Refrigerating and Air – Conditioning Engineers, Inc.) para ganancias de calor en personas y equipos de oficina se encuentran en el Anexo 2 de este trabajo.

	Calor sensible Btu/hr	Calor latente Btu/hr
Personas con actividad tranquila	250	200

El numero de personas que ocupara las instalaciones de la Planta Baja será de aproximadamente de 31 Personas.

a) Cargas por personas

$$QS \text{ Personas} = 31 \text{ personas} \times 250 \text{ Btu/hr} = 7,750 \text{ Btu/hr}$$

$$QL \text{ Personas} = 31 \text{ personas} \times 200 \text{ Btu/hr} = 6,200 \text{ Btu/hr}$$

b) Cargas por equipos

$$9 \text{ computadoras} = 9 \times 250 \text{ watts} = 2250W$$

$$1 \text{ foto copiadora} = 1700 \text{ W}$$

$$1 \text{ Cafetera}$$

$$QS = 1050 \text{ W}$$

$$QL = 450 \text{ W}$$

c) Cargas por iluminación

Para la carga por iluminación se tomo en cuenta que el consumo por luminaria es de 2 focos x 40 watts = 80 watts por lo que en el nivel de la Planta Baja son 50 luminarias x 80 watts = 4000 watts.

Contando también la disipación por balastos ver tabla en anexo 2, se tiene que la carga total por iluminación es de: $4000 \text{ watts} \times 3.41 \times 1.25 = 17,050 \text{ Btu/hr}$

$$QS \text{ total} = 17,050 \text{ Btu/hr}$$

3.8 Ganancia de calor interna en el primer nivel.

a) Cargas por personas

$$QS \text{ Personas} = 50 \text{ personas} \times 255 \text{ Btu/hr} = 12,750 \text{ Btu/hr}$$

$$QL \text{ Personas} = 50 \text{ personas} \times 188 \text{ Btu/hr} = 9,400 \text{ Btu/hr}$$

b) Cargas por equipos

$$8 \text{ computadoras} = 8 \times 250 \text{ watts} = 2000W$$

$$2 \text{ televisores} = 2 \times 250 \text{ watts} = 500W$$

$$2 \text{ video caseteras} = 2 \times 100 = 200W$$

1 Cafetera

$$QS = 2,180 \text{ Btu/hr}$$

$$QL = 1,120 \text{ Btu/hr}$$

c) Cargas por iluminación

Para la carga por iluminación se tomo en cuenta que el consumo por luminaria de las oficinas es de 2 lámparas x 40 watts = 80 watts por lo que en el primer nivel son 49 luminarias x 80 watts = 3950 watts.

Contando tambien la disipación por balastos ver tabla en anexo 2, se tiene que la carga total es de: $3950 \text{ watts} \times 3.41 \times 1.25 = 16,709 \text{ Btu/hr}$

$$QS \text{ total} = 16,709 \text{ Btu/hr}$$

3.9 Corrida del programa Elite para cargas térmicas.

OFICINAS ADMVAS. P. B.
HVAC Load Analysis

for

EMERSON, S.A. DE C.V.
Puerto de Veracruz
Veracruz, Ver.

Elite Software
**CHVAC COMMERCIAL
HVAC LOADS**

Prepared By:

ENEP ARAGON
UNAM

MEXICO, D. F.

ENERO 2004

**SISTEMA AUTOMATIZADO
VOLUMEN DE AIRE VARIABLE
PARA AHORRO DE ENERGIA**

CAPITULO III

Project file name: A:\VFE LEOHG pb.CHV
 Project title: OFICINAS ADMVAS. P. B.
 Designed by: LEONARDO HERNANDEZ G.
 Project date: ENERO 2004
 Project location: VERACRUZ
 Client name: EMERSON, S.A. DE C.V.
 Client address: Puerto de Veracruz
 Client city: Veracruz, Ver.
 Client phone:
 Client fax:
 Company name: UNAM
 Company representative: ENEP ARAGON
 Company address:
 Company city: MEXICO, D. F.
 Company phone:
 Company fax:
 Barometric pressure: 29.855 in.wg.
 Altitude: 52 feet
 Latitude: 19 Degrees
 Mean daily temperature range: 12.6 Degrees
 Starting & ending time for HVAC load calculations: 8am - 8pm
 Floor heat loss coefficient: 0.5 Btuh per foot of slab
 Number of unique zones in this project: 1

Calculations performed: Cooling loads only
 Lighting requirements: 2.00 Watts per square foot
 Equipment requirements: 1.00 Watts per square foot
 People sensible load multiplier: 255 Btuh per person
 People latent load multiplier: 167 Btuh per person
 Zone sensible safety factor: 10 %
 Zone latent safety factor: 10 %
 Zone heating safety factor: 10 %
 People diversity factor: 100 %
 Lighting profile number: 0
 Equipment profile number: 0
 People profile number: 1
 Building default ceiling height: 10.0 feet
 Building default wall height: 10.0 feet

hr	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24
1	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
2	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
3	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
4	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
5	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
6	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
7	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
8	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
9	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
10	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0

Design Month	Outdoor Dry Bulb	Outdoor Wet Bulb	Indoor Rel. Hum	Indoor Dry Bulb	Grains Diff	In/Outdoor Correction
July	98	82	50%	75	75.58	10
Winter	62					

Roof No.	ASHRAE Roof#	Roof U-Fac	Dark Color	Susp. Cell
1	3	0.220	SI	SI
2	3	0.210	SI	SI

Wall No.	ASHRAE Group	Wall U-Fac	Wall Color
1	B	0.380	M

Partition No.	Partition U-Factor	Cool T-D	Heat T-D
1	0.270	8	18

Glass No.	Summer U-Factor	Winter U-Factor	Glass Shd. Coef.	Interior Shading	Interior Shd. Coef	Room Const	Glass Width	Glass Height
1	0.610	0.910	0.700	2	0.000	M	1.000	1.000

Air Handler number:	1	Zone occurrences:	1
Zone length: (feet)	3,608.00	Zone width (feet):	1.00
Lighting Watts:	5,000	Equipment Watts:	5,000
Number of people in zone:	31	People profile number:	1
Lighting profile number:	0	Equipment profile number:	0
Ceiling height (feet):	11	Heating safety factor (%):	10
Sensible safety factor (%):	10	Latent safety factor (%):	10
Sensible heat per person (Btuh):	250	Latent heat per person (Btuh):	200
Cooling ventilation method:	CFM/Pr	Cooling ventilation value:	15,000
Cooling infiltration method:	AC/Hr	Cooling infiltration value:	0.000
Heating ventilation method:	CFM/sq.ft	Heating ventilation value:	20,000
Heating infiltration method:	AC/Hr	Heating infiltration value:	0.000
Winter exhaust air CFM:	0	Summer exhaust air CFM:	0
Minimum supply CFM:	0	Latent Btuh equipment load:	1,000
Ceiling exposed to plenum (sq.ft):	3,608	Exposed floor slab perimeter (sq.ft):	275

Cooling loads only are calculated for this zone.

Roof	Type	ASHRAE#	U-Factor	Dark	Length	Width	Area	Susp.Ceil
1	2	3	0.210	SI	3,608.00	1.00	3,608.0	SI

Wall	Type	ASHRAE#	U-Factor	Color	Height	Width	Area	Direction
1	1	B	0.380	M	11.00	72.00	792.0	N
2	1	B	0.380	M	11.00	59.00	649.0	S
3	1	B	0.380	M	11.00	59.00	649.0	E
4	1	B	0.380	M	11.00	59.00	649.0	W

Glass	Type	S.U-F.	Shd C.	Height	Width	Quan	Area	Shade	Tilt	Ref
1	1	0.810	0.700	1.00	1.00	129.000	129.0	0	90	1
2	1	0.810	0.700	1.00	1.00	43.000	43.0	0	90	2
3	1	0.810	0.700	1.00	1.00	86.000	86.0	0	90	3
4	1	0.810	0.700	1.00	1.00	107.600	107.6	0	90	4

**SISTEMA AUTOMATIZADO
VOLUMEN DE AIRE VARIABLE
PARA AHORRO DE ENERGÍA**

CAPITULO III

Roof	3,608	0	0.00	0	62,571	62,571	28.88
Wall	2,373	0	0.00	0	23,028	23,028	10.82
Glass	368	0	0.00	0	22,793	22,793	10.51
Floor Slab	275	0	0.00	0	0	0	0.00
Skin Loads		0	0.00	0	108,392	108,392	49.99
Lighting	5,000	0	0.00	0	18,767	18,767	8.66
Equipment	5,000	0	0.00	1,100	18,767	19,867	9.16
People	31	0	0.00	6,820	8,525	15,345	7.08
Partition	0	0	0.00	0	0	0	0.00
Cool. Pret.	0	0	0.00	0	0	0	0.00
Heat. Pret.	0	0	0.00	0	0	0	0.00
Cool. Vent.	465	0	0.00	24,377	11,232	35,609	16.42
Heat. Vent.	0	0	0.00	0	0	0	0.00
Cool. Infil.	0	0	0.00	0	0	0	0.00
Heat. Infil.	0	0	0.00	0	0	0	0.00
Draw-Thru Fan	0	0	0.00	0	0	0	0.00
Blow-Thru Fan	0	0	0.00	0	8,679	8,679	4.00
Reserve Cap.	0	0	0.00	0	0	0	0.00
Reheat Cap.	0	0	0.00	0	0	0	0.00
Supply Duct	0	0	0.00	0	8,129	8,129	3.75
Return Duct	0	0	0.00	0	2,032	2,032	0.94
Building Totals		0	0.00	32,297	184,523	216,820	100.00

Ventilation	0	0.00	24,377	11,232	35,609	16.42
Infiltration	0	0.00	0	0	0	0.00
Pretreated Air	0	0.00	0	0	0	0.00
Zone Loads	0	0.00	7,920	154,451	162,371	74.89
Plenum Loads	0	0.00	0	0	0	0.00
Fan & Duct Loads	0	0.00	0	18,840	18,840	8.69
Building Totals	0	0.00	32,297	184,523	216,820	100.00

Total Building Supply Air (based on a 20° TD):	7,404	CFM
Total Building Vent. Air (6.28% of Supply):	465	CFM
Total Conditioned Air Space:	3,608	Sq.ft
Supply Air CFM/Sq.ft Of Conditioned Space:	2.0521	CFM/Sq.ft
Sq.ft Of Conditioned Air Space Per Ton:	199.6863	Sq.ft/Ton
Tonnage Per Sq.ft Of Conditioned Air Space:	0.0050	Tons/Sq.ft
Total Heating Required With Outside Air:	0	Btuh
Total Cooling Required With Outside Air:	18.07	Tons

**OFICINAS ADMVAS. Pta. Alta
HVAC Load Analysis**

for

**EMERSON S.A. DE C.V.
Veracruz, Ver.**



Prepared By:
ENEP ARAGON
UNAM
México, D.F.
ENERO 2004

**SISTEMA AUTOMATIZADO
VOLUMEN DE AIRE VARIABLE
PARA AHORRO DE ENERGÍA**

CAPITULO III

Design Month	Outdoor Dry Bulb	Outdoor Wet Bulb	Indoor Rel. Hum	Indoor Dry Bulb	Grains Diff	In/Outdoor Correction
July	88	82	50%	75	75.58	10
Winter	63			75		

Roof No.	ASHRAE Roof#	Roof U-Fac	Dark Color	Susp. Cell
1	3	0.220	SI	SI
2	3	0.210	SI	SI

Wall No.	ASHRAE Group	Wall U-Fac	Wall Color
1	B	0.380	M

Partition No.	Partition U-Factor	Cool T-D	Heat T-D
1	0.210	8	18

Glass No.	Summer U-Factor	Winter U-Factor	Glass Shd. Coef.	Interior Shading	Interior Shd. Coef.	Room Const	Glass Width	Glass Height
1	0.610	0.910	0.700	2	0.000	M	1.000	1.000

**SISTEMA AUTOMATIZADO
VOLUMEN DE AIRE VARIABLE
PARA AHORRO DE ENERGÍA**

CAPITULO III

Design Month	Outdoor Dry Bulb	Outdoor Wet Bulb	Indoor Rel. Hum	Indoor Dry Bulb	Grains Diff	In/Outdoor Correction
July	98	82	50%	75	75.58	10
Winter	63			75		

Roof No.	ASHRAE Roof#	Roof U-Fac	Dark Color	Susp. Ceil
1	3	0.220	SI	SI
2	3	0.210	SI	SI

Wall No.	ASHRAE Group	Wall U-Fac	Wall Color
1	B	0.380	M

Partition No.	Partition U-Factor	Cool T-D	Heat T-D
1	0.210	8	18

Glass No.	Summer U-Factor	Winter U-Factor	Glass Shd. Coef.	Interior Shading	Interior Shd. Coef	Room Const	Glass Width	Glass Height
1	0.810	0.910	0.700	2	0.000	M	1.000	1.000

**SISTEMA AUTOMATIZADO
VOLUMEN DE AIRE VARIABLE
PARA AHORRO DE ENERGÍA**

CAPITULO III

Air Handler number:	1	Zone occurrences:	1
Zone length: (feet)	4,671.00	Zone width (feet):	1.00
Lighting Watts:	4,900	Equipment Watts:	3,750
Number of people in zone:	50	People profile number:	1
Lighting profile number:	0	Equipment profile number:	0
Ceiling height (feet):	11	Heating safety factor (%):	10
Sensible safety factor (%):	10	Latent safety factor (%):	10
Sensible heat per person (Btuh):	250	Latent heat per person (Btuh):	200
Cooling ventilation method:	CFM/Pr	Cooling ventilation value:	15,000
Cooling infiltration method:	AC/Hr	Cooling infiltration value:	0.000
Heating ventilation method:	CFM/eq.ft	Heating ventilation value:	20,000
Heating infiltration method:	AC/Hr	Heating infiltration value:	0.000
Winter exhaust air CFM:	0	Summer exhaust air CFM:	0
Minimum supply CFM:	0	Latent Btuh equipment load:	1,000
Ceil. exposed to plenum (sq.ft):	4,671	Exposed floor slab perimeter (sq.ft):	275

Cooling loads only are calculated for this zone.

Roof	Type	ASHRAE#	U-Factor	Dark	Length	Width	Area	Susp.Ceil
1	1	3	0.220	SI	4,671.00	1.00	4,671.0	SI

Wall	Type	ASHRAE#	U-Factor	Color	Height	Width	Area	Direction
1	1	B	0.380	M	11.00	72.00	792.0	N
2	1	B	0.380	M	11.00	39.00	429.0	S
3	1	B	0.380	M	11.00	59.00	649.0	E
4	1	B	0.380	M	11.00	73.00	803.0	W

Glass	Type	S.U.F.	Shd C.	Height	Width	Quan	Area	Shade	Tilt	Ref
1	1	0.610	0.700	1.00	1.00	129.000	129.0	0	90	1
2	1	0.610	0.700	1.00	1.00	43.000	43.0	0	90	2
3	1	0.610	0.700	1.00	1.00	86.000	86.0	0	90	3
4	1	0.610	0.700	1.00	1.00	172.000	172.0	0	90	4

**SISTEMA AUTOMATIZADO
VOLUMEN DE AIRE VARIABLE
PARA AHORRO DE ENERGÍA**

CAPITULO III

Roof	4,671	0	0.00	0	84,853	84,853	30.88
Wall	2,243	0	0.00	0	22,217	22,217	8.09
Glass	430	0	0.00	0	29,833	29,833	10.78
Floor Slab	275	0	0.00	0	0	0	0.00
Skin Loads		0	0.00	0	138,713	136,713	49.75
Lighting	4,900	0	0.00	0	18,391	18,391	6.89
Equipment	3,750	0	0.00	1,100	14,075	15,175	5.52
People	50	0	0.00	11,000	13,760	24,750	9.01
Partition	0	0	0.00	0	0	0	0.00
Cool. Pret.	0	0	0.00	0	0	0	0.00
Heat. Pret.	0	0	0.00	0	0	0	0.00
Cool. Vent.	750	0	0.00	39,318	18,116	57,434	20.90
Heat. Vent.	0	0	0.00	0	0	0	0.00
Cool. Infil.	0	0	0.00	0	0	0	0.00
Heat. Infil.	0	0	0.00	0	0	0	0.00
Draw-Thru Fan	0	0	0.00	0	0	0	0.00
Blow-Thru Fan	0	0	0.00	0	10,279	10,279	3.74
Reserve Cap.	0	0	0.00	0	0	0	0.00
Reheat Cap.	0	0	0.00	0	0	0	0.00
Supply Duct	0	0	0.00	0	9,628	9,628	3.50
Return Duct	0	0	0.00	0	2,407	2,407	0.88
Building Totals		0	0.00	51,418	223,360	274,778	100.00

Ventilation	0	0.00	39,318	18,116	57,434	20.90
Infiltration	0	0.00	0	0	0	0.00
Pretreated Air	0	0.00	0	0	0	0.00
Zone Loads	0	0.00	12,100	182,930	196,030	70.88
Plenum Loads	0	0.00	0	0	0	0.00
Fan & Duct Loads	0	0.00	0	22,314	22,314	8.12
Building Totals	0	0.00	51,418	223,360	274,778	100.00

Total Building Supply Air (based on a 20° TD):	8,769	CFM
Total Building Vent. Air (8.55% of Supply):	750	CFM
Total Conditioned Air Space:	4,871	Sq.ft
Supply Air CFM/Sq.ft Of Conditioned Space:	1.8774	CFM/Sq.ft
Sq.ft Of Conditioned Air Space Per Ton:	203.9901	Sq.ft/Ton
Tonnage Per Sq.ft Of Conditioned Air Space:	0.0049	Tons/Sq.ft
Total Heating Required With Outside Air:	0	Btuh
Total Cooling Required With Outside Air:	22.90	Tons

3.10 Cálculo de la caída de presión por fricción en ductos de planta baja.

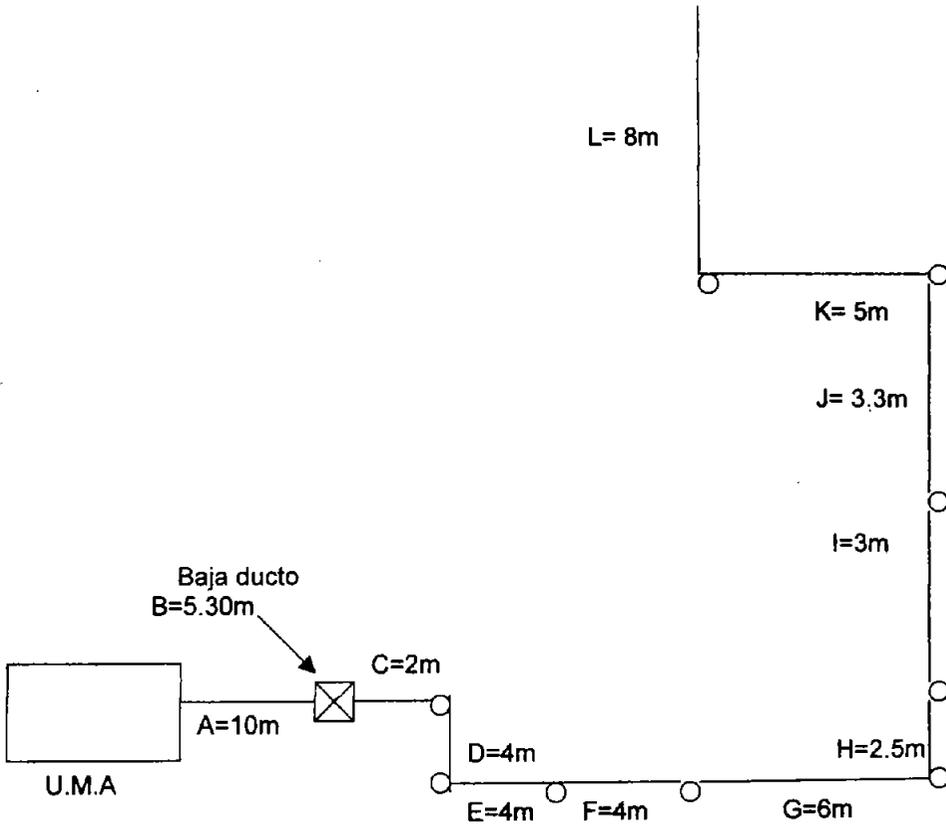


Figura 22 Longitud del ducto mas grande, ver plano AA-01

Los valores para las pérdidas por fricción en ductos y valores de velocidades recomendadas se obtienen de las tablas indicadas en el anexo 2.

Tabla 1 Valores de acuerdo al sistema de ductos

Tramo	Longitud en ft	Flujo de aire ft ³ /min	Velocidad ft/min.	Perdidas por fricción " wg.
A	33.0	7404	1200	0.05
B	17.38	7404	1200	0.05
C	6.57	7404	1200	0.05
D	13.12	5610	1200	0.061
E	13.12	5610	1200	0.061
F	13.12	5242	1200	0.061
G	19.68	3624	1200	0.08
H	8.20	3384	1200	0.08
I	9.84	3144	1200	0.08
J	10.82	2904	1200	0.08
K	16.40	938	800	0.12
L	26.24	313	800	0.12

De acuerdo con el catalogo Loren cook pag. 4 ver Anexo1, para obtener el valor de la caída de presión por cada tramo hasta 100 pies se describe de la siguiente forma.

$$SP = in., S.P \text{ for } 100 \text{ ft. x Straingt Duct in Ft.}$$

100

Donde:

SP = Factor obtenido de para perdidas por fricción en cada 100 pies

Straingt Duct = Longitud del tramo en pies

Tabla 2 Perdidas por fricción en tramos de ductos.

Tramo	Longitud	Perdidas por fricción " wg.	P.P. F x longitud 100
A	33.0	0.05	0.0165
B	17.38	0.05	0.0086
C	6.57	0.05	0.0032
D	13.12	0.061	0.0080
E	13.12	0.061	0.0080
F	13.12	0.061	0.0080
G	19.68	0.08	0.0157
H	8.20	0.08	0.0065
I	9.84	0.08	0.0078
J	10.82	0.08	0.0086
K	16.40	0.12	0.0196
L	26.24	0.12	0.0314

Total = 0.2198 " wg.

Por lo tanto la caída de presión en el sistema de ductos es de 0.2198 " wg.

Los siguientes valores para las caídas de presión en los diferentes accesorios del sistema se darán de acuerdo a catalogo del proveedor.

Tabla 3 Valores de caída de presión en accesorios.

Accesorio	Valor de la caída de presión de proveedor
Difusor	0.111
Rejilla de Retorno	0.024
Compuerta V.A.V	0.125
Filtros Metálicos	0.10
Filtros Tipo Bolsa	0.60
Compuerta contra fuego	0.125

Caída de Presión Total en el sistema = 1.2" wg.

3.11 Cálculo de la caída de presión por fricción en ductos del Primer Nivel.

Nuevamente por el método de caída de presión constante ó método de igual fricción, se determina la longitud mas grande del sistema para calcular la caída de presión.

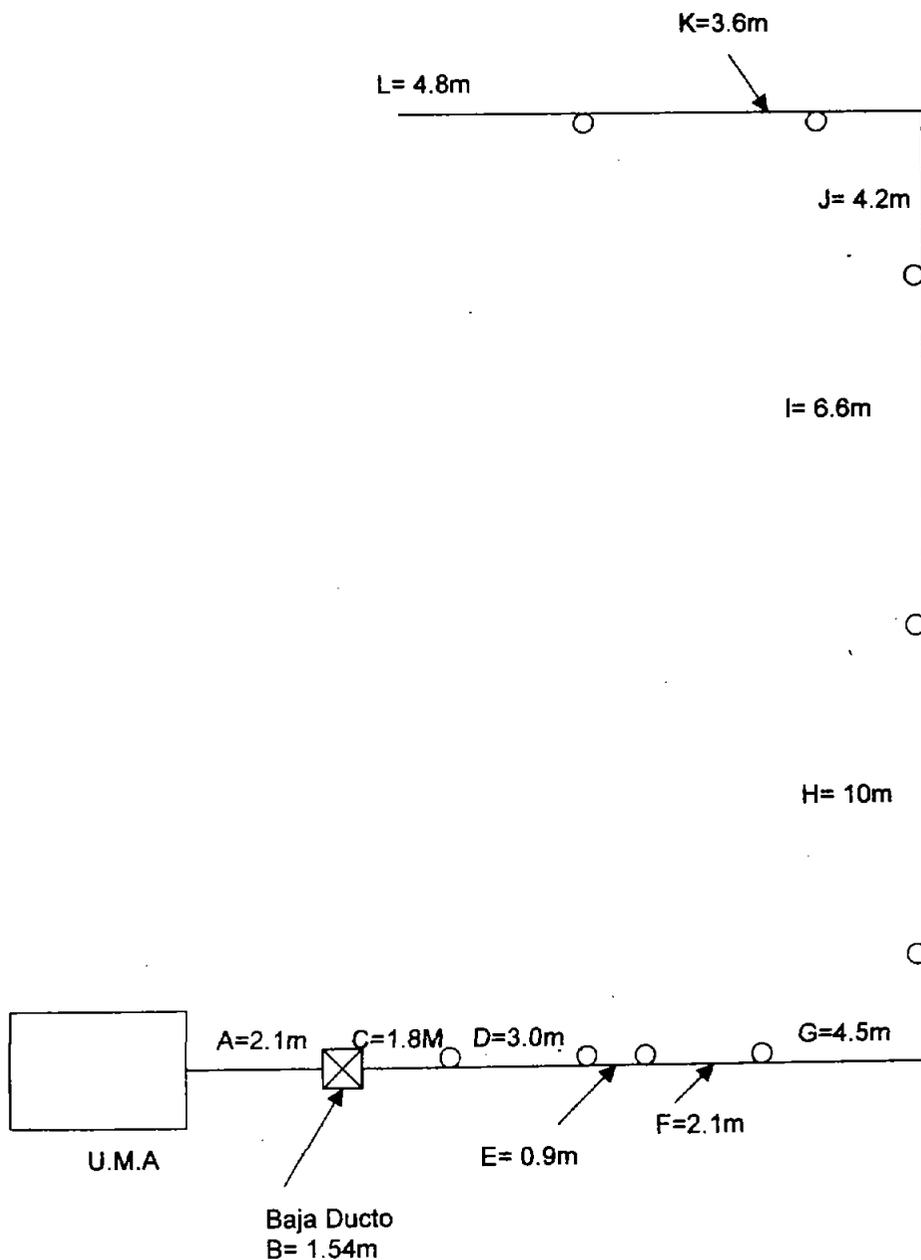


Figura 23 Longitud del ducto mas grande, ver plano AA-02

Tabla 4 Valores de acuerdo al sistema de ductos

Tramo	Longitud en ft	Flujo de aire ft ³ /min	Velocidad ft/min.	Perdidas por fricción " wg.
A	6.88	9632	1200	0.04
B	5.05	9632	1200	0.04
C	5.90	9632	1200	0.04
D	9.84	8386	1200	0.048
E	2.95	8076	1200	0.048
F	6.88	6086	1200	0.058
G	14.76	5776	1200	0.060
H	32.80	3336	1200	0.080
I	21.65	2640	1200	0.10
J	11.81	870	800	0.070
K	5.90	580	800	0.090
L	13.77	290	800	0.125

De igual forma mediante la formula para obtener la caída de presión en el sistema:

$$SP = in., S.P \text{ for } 100 \text{ ft. x Straingt Duct In Ft.}$$

100

Tabla 5 Perdidas por fricción en tramos de ductos.

Tramo	Longitud	Perdidas por fricción " wg.	P.P. F x longitud 100
A	6.88	0.04	0.0027
B	5.05	0.04	0.0020
C	5.90	0.04	0.0023
D	9.84	0.048	0.0047
E	2.95	0.048	0.0014
F	6.88	0.058	0.0039
G	14.76	0.060	0.0088
H	32.80	0.080	0.026
I	21.65	0.10	0.021
J	11.81	0.070	0.0082
K	5.90	0.090	0.0053
L	13.77	0.125	0.017

Total = 0.10 " wg.

Por lo tanto la caída de presión en el sistema de ductos es de 0.10 " wg.
Los siguientes valores para las caídas de presión en los diferentes accesorios del sistema se darán de acuerdo a catalogo del proveedor.

Tabla 6 Valores de caída de presión en accesorios.

Accesorio	Valor de la caída de presión de proveedor
Difusor	0.111
Rejilla de Retorno	0.024
Compuerta V.A.V	0.125
Filtros Metálicos	0.10
Filtros Tipo Bolsa	0.60
Compuerta contra fuego	0.125

Caída de presión total en el sistema = 1.18" wg.

3.12 Selección del equipo de aire acondicionado y accesorios en planta baja.

Con los valores de toneladas de refrigeración, flujo de aire y caída de presión se puede seleccionar el equipo idóneo al sistema. De acuerdo al proyecto los equipos serán de tipo dividido es decir una manejadora de aire conectada a una condensadora enfriada por aire de la marca Carrier en ambos niveles, los catálogos de equipos y los de accesorios se encuentran en el anexo 3.

3.12.1 Manejadora de aire

Marca : Carrier
 Modelo : 39LA
 Tamaño : 15
 Capacidad Total : 216,840 Btu/Hr
 Flujo de Aire : 7,404 CFM
 Caída de presión : 1.2 " c.a
 Tipo de ventilador : Centrifugo

Motor : 10.0 h.p
 Tipo de motor : TEFC
 Tipo de serpentín : Expansión Directa
 No. de tubos por cara : 32
 Características Eléctricas : 360v /3F/ 60Hz
 Acabado : Ambiente Marino con pintura epóxica

3.12.2 Unidad condensadora

Marca : Carrier
 Modelo : 38AKS024601
 Tamaño : 024
 Capacidad Total : 216,840 Btu/Hr
 Temp. de succión sat. : 45°F
 Temp. Exterior : 98°F
 Características Eléctricas : 360v /3F/ 60Hz
 Acabado : Ambiente Marino con pintura epóxica

3.12.3 Selección de accesorios.

a) Difusores.

Marca	Modelo	Dimensiones	Flujo (CFM)	P.E	Cantidad
TITUS	PSS	24" x 24"	300	0.11	24

Cuadro 1

b) Sensor de presencia

Marca	Modelo	Voltaje	Tipo	Cantidad
HONEYWEEL		127	Electrónico	14

Cuadro 2

c) Cajas de volumen variable.

Marca	Tamaño	Diam. entrada	P.E	Cantidad
TITUS	EESV-1000	5"	0.125	13
TITUS	EESV-1000	9"	0.125	1
TITUS	EESV-1000	12"	0.125	2

Cuadro 3

d) Sensor de presión en el ducto.

Marca	Modelo	Rango de operación	Cantidad
VERICE	PXD Display Digital	1 a 10"	1 pza

Cuadro 4

e) Variador de frecuencia para el motor del ventilador de la unidad manejadora de aire.

Marca	Modelo	Rango de operación	Cantidad
MAGNETEC YASKAAWA	P7U20151	3/4 a 20 HP	1 Pza

Cuadro 5

f) Termostato para control de temperatura en oficina.

Marca	Modelo	Rango de operación	Cantidad
HONEYWELL	T22JCC-1	10° a 30°c	16

Cuadro 6

h) Compuerta contra fuego

Marca	Modelo	Tamaño	Cantidad
PREFCO	CINC	30" X 26"	1
PREFCO	CINC	30" X 24"	1
PREFCO	CINC	16" X 10"	1

Cuadro 7

3.13 Selección del equipo de aire acondicionado y accesorios en el primer nivel:

3.13.1 Manejadora de aire

Marca	: Carrier
Modelo	: 39LA
Tamaño	: 21
Capacidad Total	: 274,800 Btu/Hr
Flujo de Aire	: 8,769 CFM
Caída de presión	: 1.18" c.a
Tipo de ventilador	: Centrifugo
Motor	: 20.0 h.p
Tipo de motor	: TEFC

Tipo de serpentín : Expansión Directa
 No. de tubos por cara : 30
 Características Eléctricas : 360v /3F/ 60Hz
 Acabado : Ambiente Marino con pintura epóxica

3.13.2 Unidad Condensadora

Marca : Carrier
 Modelo : 38AKS028601
 Tamaño : 028
 Capacidad Total : 274,800 Btu/Hr
 Temp. de succión sat. : 45°F
 Temp. Exterior : 98°F
 Características Eléctricas : 360v /3F/ 60Hz
 Acabado : Ambiente Marino con pintura epóxica

3.13.3 Selección de accesorios.

a) Difusores.

Marca	Modelo	Dimensiones	Flujo (CFM)	P.E	Cantidad
TITUS	PSS	24" x 24"	300	0.11	26

Cuadro 8

b) Sensor de presencia.

Marca	Modelo	Voltaje	Tipo	Cantidad
HONEYWEEL		127	Electrónico	8

Cuadro 9

c) Cajas de volumen variable.

Marca	Tamaño	Diam. entrada	P.E	Cantidad
TITUS	EESV-1000	5"	0.125	3
TITUS	EESV-1000	8"	0.125	4
TITUS	EESV-1000	12"	0.125	2
TITUS	EESV-1000	14"	0.125	1

Cuadro 10

d) Sensor de presión en el ducto.

Marca	Modelo	Rango de operación	Cantidad
VERICE	PXD Display Digital	1 a 10"	1 pza

Cuadro 11

e) Variador de frecuencia para el motor del ventilador de la Unidad Manejadora de aire.

Marca	Modelo	Rango de operación	Cantidad
MAGNETEC YASKAAWA	P7U20151	3/4 a 20 HP	1 pza

Cuadro 12

f) Termostato para control de temperatura en oficina.

Marca	Modelo	Rango de operación	Cantidad
HONEYWELL	T22JCC-1	10° a 30°c	10

Cuadro 13

h) Compuerta contra fuego

Marca	Modelo	Tamaño	Cantidad
PREFCO	CINC	38" X 24"	1
PREFCO	CINC	32" X 26"	1
PREFCO	CINC	16" X 10"	1

Cuadro 14

PLANTA GENERAL DE LA PLANTA

NORTE

AIRE ACONDICIONADO

OFICINAS: PLANTA BAJA

PROYECTADO:
EMERSON DE MEXICO S.A. DE C.V.

PROYECTA:
AIRE ACONDICIONADO

UBICACION:
PUERTO DE VERACRUZ,
VERACRUZ

ESC. SIN

ACOT. INT.

PROYECTO:
ING. LEONARDO L. HERRERA CABRERO

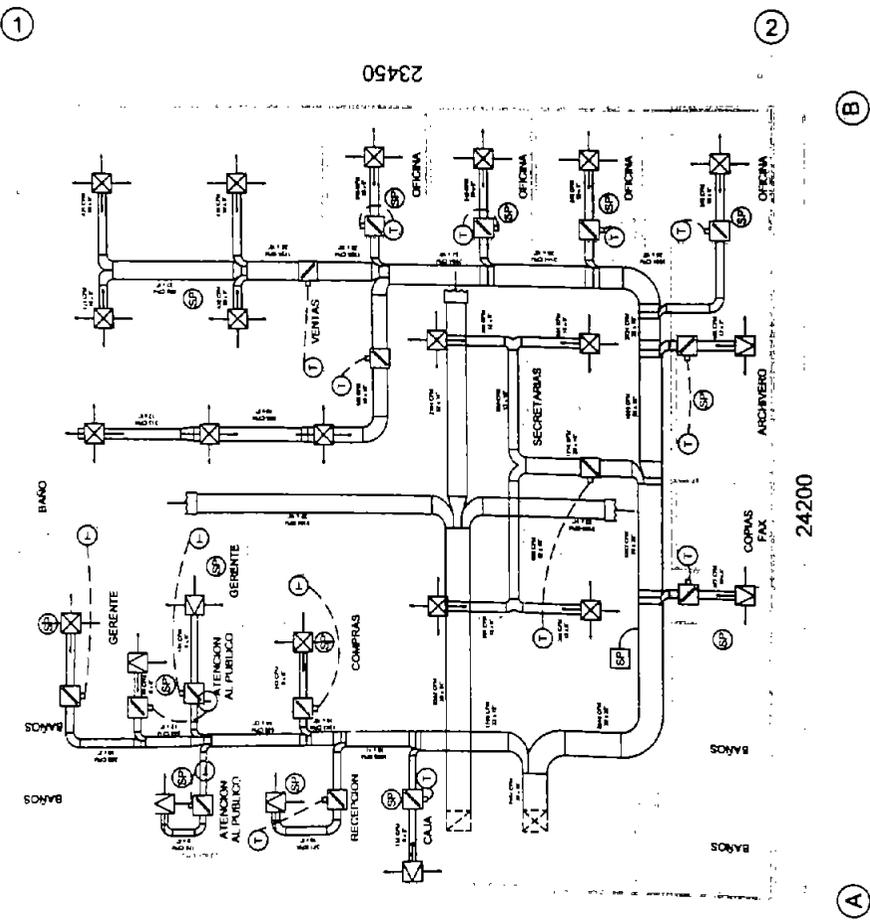
AA-01

SIMBOLOGIA

- ① TENDRONTATO DE CUARTO
- ② TENDRONTATO DE PRENSION
- ☑ CAJAS DE APILAJE
- ⊗ VOLUMEN VARIABLE DE FANOS DE 24 x 24"
- ⊖ TENDRONTATO DE AIRE DE 11000 BTU/H
- ⊕ TENDRONTATO DE PRENSION
- ⊗ TENDRONTATO DE PRENSION
- ⊖ TENDRONTATO DE PRENSION
- ⊗ TENDRONTATO DE PRENSION
- ⊖ TENDRONTATO DE PRENSION
- ⊗ TENDRONTATO DE PRENSION
- ⊖ TENDRONTATO DE PRENSION
- ⊗ TENDRONTATO DE PRENSION
- ⊖ TENDRONTATO DE PRENSION

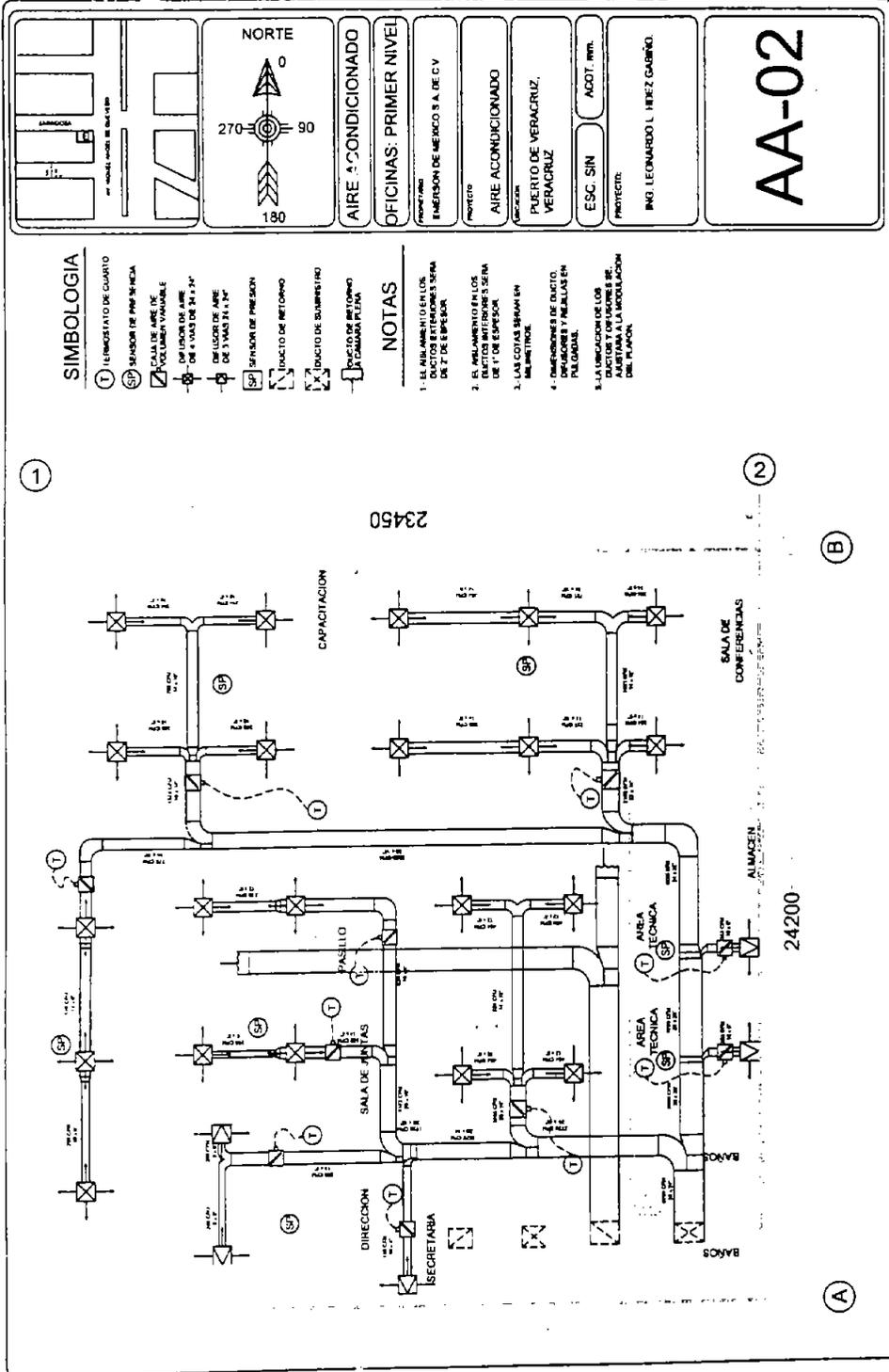
NOTAS

- 1- EL ABASTECIMIENTO CALOR EN LOS DUCTOS EXTERIORES SERA DE 7" DE ESPESOR.
- 2- EL ABASTECIMIENTO CALOR EN LOS DUCTOS EXTERIORES SERA DE 1" DE ESPESOR.
- 3- LAS CISTERNAS SERAN EN MATERIAL DE ALUMINUM.
- 4- DIMENSIONES DE DUCTO, DEPENDIENDO DE LA CANTIDAD DE AIRE QUE SE TRANSPORTA Y SELECCION EN POLICARBONATO.
- 5- LA UBICACION DE LOS TENDRONTATOS DE PRENSION SE ADAPTARA A LA UBICACION DEL PLANO.



**SISTEMA AUTOMATIZADO
VOLUMEN DE AIRE VARIABLE
PARA AHORRO DE ENERGÍA**

ANEXOS



SIMBOLOGIA

- ① LEYENDARIO DE CUARTO
- ⊙ SENSOR DE PRESION
- ⊞ SALA DE AIRE DE VOLUMEN VARIABLE
- ⊞ DUCTOS DE AIRE DE 4" VASOS DE 24" x 24"
- ⊞ DUCTOS DE AIRE DE 3" VASOS 24" x 24"
- ⊞ SENSOR DE PRESION
- ⊞ DUCTO DE RETORNO
- ⊞ DUCTO DE SUMINISTRO
- ⊞ DUCTO DE RETORNO CALAMATA PLANA

NOTAS

1. EL ABASTECIMIENTO EN LOS DUCTOS EXTERIORES SERA DE 1" DE ESPESOR.
2. EL ABASTECIMIENTO EN LOS DUCTOS INTERIORES SERA DE 1" DE ESPESOR.
3. LAS CORTAS SERAN EN MILIMETROS.
4. DIMENSIONES DE DUCTO, VALVULAS Y REGULADOR EN PULGADAS.
5. LA UBICACION DE LOS REGULADORES DE AIRE SE ADAPTARA A LA MODULACION DEL FLUJO.

23450

24200

②

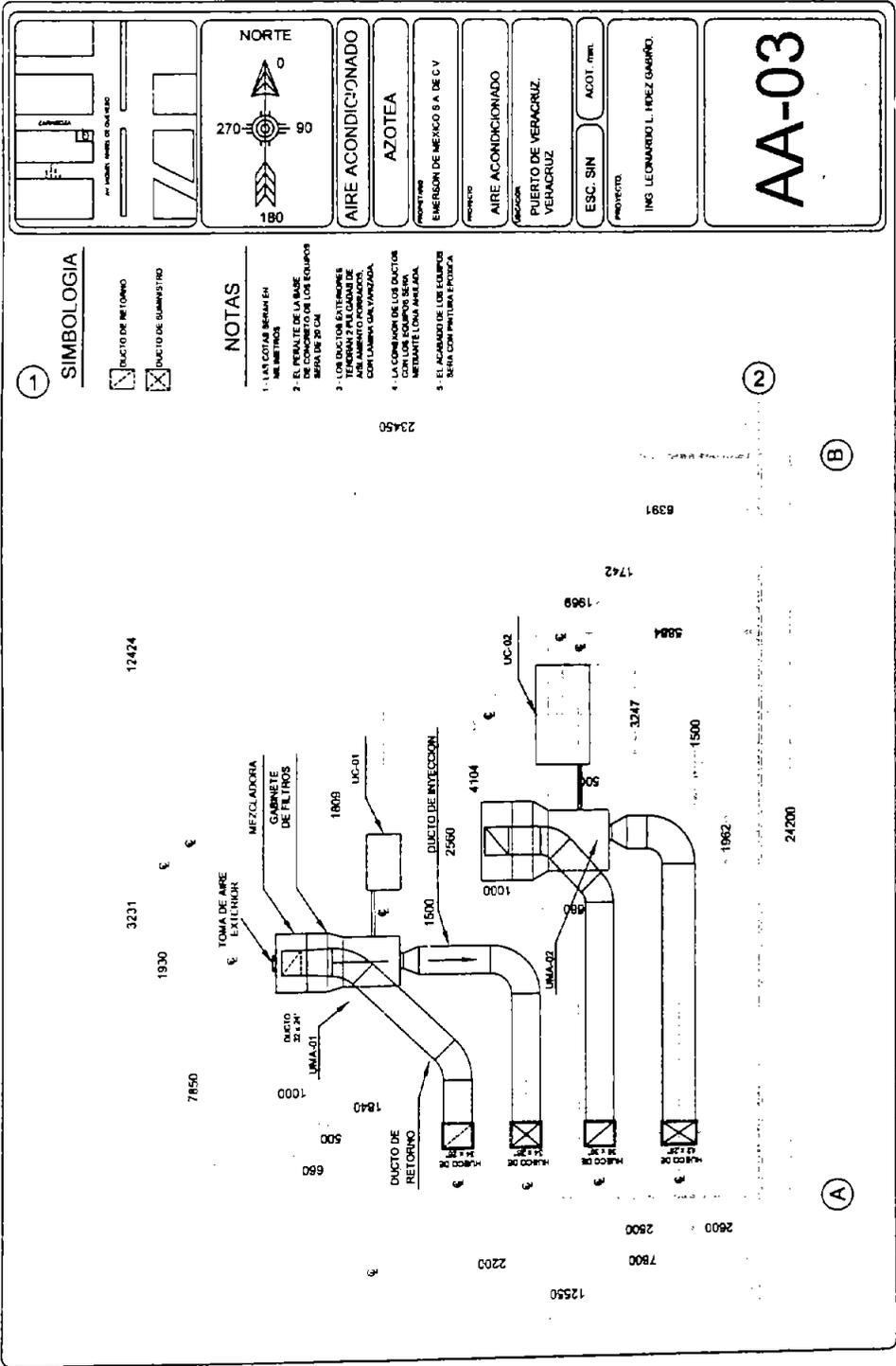
①

ⓑ

Ⓐ

**SISTEMA AUTOMATIZADO
VOLUMEN DE AIRE VARIABLE
PARA AHORRO DE ENERGÍA**

ANEXOS



1

SIMBOLOGIA

- DUCTO DE RETORNO
- DUCTO DE SUMINISTRO

NOTAS

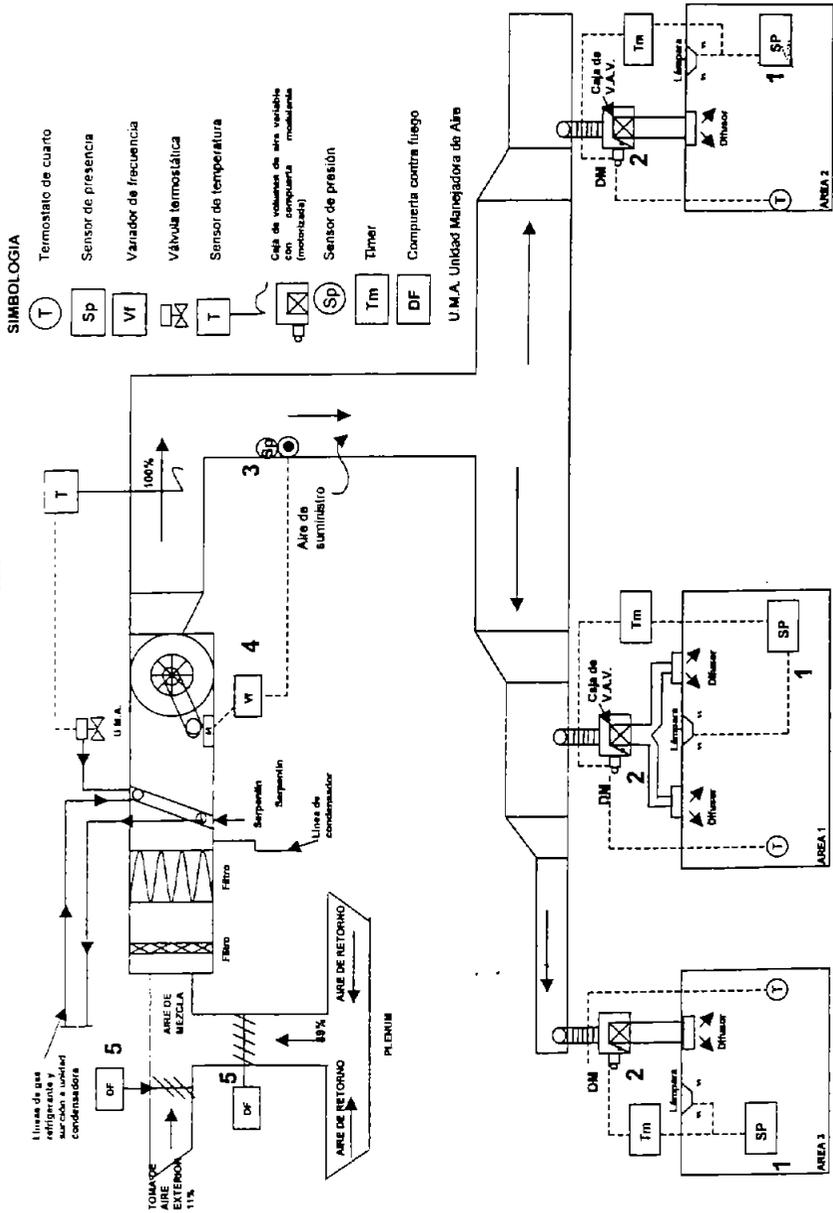
- 1- LAS COTAS SEÑALAN EN METROS
- 2- EL PERIODE DE LA RUEDA DE LOS EQUIPOS SERA DE 20 CM
- 3- LA COORDENADA DE LOS EQUIPOS SERA 2.7 METROS DE ABEJAMIENTO PERFORADO, CON LUMENAS QUE VARIAN
- 4- LA COORDENADA DE LOS DUCTOS CON LOS EQUIPOS SERA MEDIANTE EL CULO AJUSTADO
- 5- EL ACABADO DE LOS EQUIPOS SERA CON PINTURA EPÓXICA

2

B

A

DIAGRAMA DE CONTROL DEL SISTEMA DE AIRE ACONDICIONADO VOLUMEN DE AIRE VARIABLE PARA EL PROYECTO DE TESIS



Secuencia Operacional del Diagrama de Control

Cada área contara con una caja de volumen de aire variable de manera independiente para acondicionar en temperatura y humedad sus interiores.

El sistema de control del aire acondicionado operara secuencialmente, de tal forma que las condiciones de confort no vean interrumpidas durante la jornada laboral permitiendo así también tener un ahorro de energía durante su funcionamiento.

La secuencia esta indicada mediante la numeración consecutiva de cada párrafo, los cuales están marcados en el diagrama anexo.

1. La secuencia operacional parte desde el momento en que el **Sensor de Presencia** al detectar a la persona emite una señal a la iluminación para encenderse y consecutivamente al reloj (Timer) el cual al cabo de unos segundos hace activar el aire acondicionado.

2. Cuando la compuerta modulante de la **Caja de Volumen de Aire Variable** se active por el Sensor de Presencia esta permitirá pasar el flujo de aire acondicionado al área, esta compuerta modulante será controlada por un termostato de cuarto el cual estará fijado a una temperatura de 24°C aproximadamente, permitiendo así que una vez que se llegue a la temperatura fijada este termostato ordenara a la compuerta a que se cierre.

3. El **Sensor de Presión** instalado en el ducto principal del suministro de aire detectara un rango de presión ya sea una sobre presión ó una baja presión debido al cierre y apertura de las compuertas de las cajas de Volumen de Aire Variable de acuerdo a lo siguiente:

Sobre presión. Durante la jornada laboral el personal tiende a salir de sus oficinas por motivos laborales ó por ser el horario de comida cuando esto ocurre el funcionamiento del sistema se invierte de acuerdo al paso 1, el sensor de presencia al no detectar señal ordena apagar la iluminación y el aire acondicionado, esto al suceder en varias oficinas origina un incremento de presión en el interior del ducto principal haciendo que el sensor de presión envíe una señal al variador de frecuencia que esta instalado en el motor de la unidad manejadora de aire para reducir las revoluciones del motor ocasionado una disminución en el flujo del aire acondicionado y por ende una reducción en el trabajo de los compresores de la unidad condensadora.

Baja presión. En caso contrario cuando la demanda de aire se incrementa el sensor detecta una baja presión y automáticamente le manda otra señal al variador de frecuencia para aumentar las revoluciones del motor incrementándose

el flujo de aire acondicionado y por ende aumentar el paso de refrigerante a través del serpentín ocasionado un incremento en el trabajo de los compresores.

4. El Variador de Frecuencia es un dispositivo de control que hace aumentar ó disminuir las revoluciones del motor cuando el sensor de presencia detecta una variación de presión en el interior del ducto, esta variación controlara el paso del flujo del refrigerante en el serpentín variando así el trabajo de los compresores de la unidad condensadora.

5. El sistema contara con **Compuertas contra Fuego** del tipo fusible, en caso de incendio en el sistema, el fuego circulara ya sea por la toma de aire exterior ó por el ducto de retorno esto incrementara la temperatura en los ductos haciendo que los fusibles de las compuertas se derritan accionando el cierre hermético de las compuertas, evitando así que el equipo de aire acondicionado se dañe con el fuego.

CAPÍTULO IV

4.0 Resultados económicos del sistema automatizado (volumen de Aire Variable).

En este capítulo se hace ver a la sociedad empresarial que el ahorro de energía eléctrica en nuestros tiempos se ha vuelto de suma prioridad ya que cada vez se dificulta más el suministrar la energía a nuestras localidades por situaciones tanto políticas como financieras.

De lo anterior conlleva a la rama de la ingeniería a diseñar ó crear nuevos instrumentos que cuenten con la capacidad de realizar funciones para llevar a cabo un trabajo de tal forma que el consumo de energía eléctrica se reduzca.

Para nuestro análisis, consideraremos que las únicas fuentes de energía que serán constantes son el suministro de energía para el equipo de aire acondicionado y el suministro de energía para la iluminación ya que para equipos de cómputo y demás equipos electrónicos están en función de su utilidad durante el día.

De acuerdo a la normas reglamentarias de las oficinas, el equipo de Aire Acondicionado y la iluminación operaran en el siguiente horario.

De lunes a viernes funcionaran de 08:00 am á 9:00 pm de manera constante y se apagara de forma automática a las 21:00 hrs. sin objeción alguna, dejando únicamente encendidas algunas lámparas en los pasillos y reanudando sus funciones a las 08:00 am del siguiente día.

4.1 Consumo de energía variable

La intención del **Sistema de Volumen de Aire Variable** como ya lo hemos mencionado, es el ahorrar energía eléctrica aunque para muchos empresarios la idea de instalar un sistema de aire acondicionado sofisticado es el pensar en invertir una suma considerable de capital tanto en equipos como en controles de alta tecnología, haciendo mayor la inversión inicial, pero con una recuperación financiera a través del tiempo ya que se tendrá controlado el consumo de la energía eléctrica.

Se han revisado las actividades que la compañía emersión de México S.A de C.V. realiza en el transcurso de un mes teniendo los siguiente datos:

1. Los días lunes de cada semana tienen reunión jefes de oficina y gerencia en la sala de juntas de las 10:00 AM. a las 11:00 AM.
2. El horario de comida de la semana es de las 14:00 PM a las 15:00 PM concentrándose aproximadamente un 45% del personal en el comedor el resto del personal sale fuera de oficina por lo que prácticamente existe una hora en la que

el único lugar que funciona es el comedor el resto de las áreas permanece inactivo.

3. Durante la tarde, el horario de salida para el personal es a las 18:00 hrs. aunque el funcionamiento de las oficinas se mantendrá hasta las 21:00 hrs., después de las 18:00 hrs. se a notado que únicamente se quedan aproximadamente de 5 a 8 personas en sus áreas de trabajo las demás áreas se apagan.

4. Durante un mes se a notado que el área de capacitación se usa a lo mucho dos veces al mes aproximadamente de dos horas por sesión teniendo asistencia las áreas de ventas, compras y técnica, y el caso de la sala de conferencias es ocupada una sola vez ocupándola las áreas de Gerencia y Jefes de oficina.

5. Para el caso de retardos se a observado que cuando menos existen aproximadamente entre 5 a 7 hrs. durante una semana que el personal de las áreas de jefes de oficina y gerencias llegan tarde por motivos personales.

De los puntos expuestos con anterioridad se hace notar que los puntos 1, 2 y 3 son los de mayor importancia ya que son donde se puede observar una ausencia de personal mas acertadamente por lo que nos enfocaremos más en estos puntos.

De lo anterior se hace un análisis de los consumos de energía que se presentan durante un año con el sistema de volumen de aire variable.

4.1.1 Consumo de energía variable por iluminación.

Básicamente encontramos un ahorro en el consumo de energía eléctrica por iluminación gracias a los sensores de presencia que el sistema de volumen de aire variable contara como parte de su sistema, por lo que a continuación se indicara la forma de operar de dichos sensores y la manera en que ahorraran energía.

Los sensores de presencia actúan de manera automática, estos están conectados al sistema de iluminación haciendo funcionar las lámparas cada vez que detectan movimiento dentro de las oficinas y de lo contrario si no detectan movimiento entonces permanecerán sin energía las lámparas y por ende el aire acondicionado permanecerá sin funcionar.

Para el caso del punto 1 donde los días lunes tenemos que las áreas que estarán sin servicio durante una hora serán seis oficinas, cinco con un consumo de 80 watts/ hr cada una y otra mas de 160 watts /hr por lo que la suma de las seis oficinas es de:

$$80 \text{ watts} \times 5 \text{ oficinas} = 400 \text{ watts}$$

$$160 \text{ watts} \times 1 \text{ oficina} = 160 \text{ watts}$$

$$560 \text{ watts/ semana}$$

para un mes será de: $560 \text{ watts} \times 4 \text{ semanas} = 2.24 \text{ Kw/ mes}$

y para un año será de: $2.24 \text{ Kw} \times 12 \text{ meses} = 26.88 \text{ kw / año}$

Para el punto 2, respecto a la hora de comida todas las áreas de los niveles de planta baja y primer nivel se desocuparan por un lapso de una hora excepto el área del comedor por lo que para la planta baja el ahorro de energía eléctrica por iluminación será de acuerdo a lo siguiente:

a) Planta Baja:

4 oficinas de 80 watts c /u = 320 watts

1 area de ventas: 6 lamp. x 80 watts = 480 watts

1 area de copias: 3 lamp. x 80 watts = 240 watts

1 area de secretarias: 2 lamp. x 80 watts = 160 watts

1 area de compras: 2 lamp. de 80 watts = 160 watts

1 área de caja: 1 lampa. de 80 watts

1 área de recepción: 2 lamp. de 80 watts = 160 watts

2 áreas de atención al publico de : 2 lamp. de 80 watts c/u = 160 watts

1 gerencia de : 1 lamp. de 80 watts

1 gerencia de: 2 lamp. de 80 watts = 160 watts

De lo anterior tenemos que la cantidad en watts de ahorro durante una hora en la planta baja es de : 2000 watts/día pero al ser para una semana será de:

$2.0 \text{ kw} \times 5 \text{ días} = 10 \text{ kw / semana}$

$10 \text{ kw/ semana} \times 4 \text{ semanas} = 40 \text{ kw / mes}$

$40 \text{ kw/ mes} \times 12 \text{ meses} = 480 \text{ kw / año}$

por lo tanto para la planta baja en un año durante la hora de la comida, al utilizar los sensores de presencia para el sistema de iluminación tendremos un ahorro de 480 kw al año.

b) Primer Nivel:

1 Almacen : 2 lamp. x 80 watts = 160 watts

2 areas técnicas: 4 lamp. x 80 watts = 320 watts

1 secretaria : 1 lamp. x 80 watts = 80 watts

1 Direccion. 3 lamp. x 80 watts = 240 watts

Para este nivel tenemos la cantidad de 800 watts/día

0.80 kw x 5 días = 4.0 kw / semana

4.0 kw/ semana x 4 semanas = 16.0 kw / mes

16.0 kw/ mes x 12 meses = 192 kw / año

También para el mismo caso tenemos un ahorro de **192.0 kw al año.**

En el caso del punto 3, las únicas áreas que se quedan un poco mas tarde son las áreas de los jefes de oficina , las gerencias y la dirección, y únicamente los pasillos son lo que se quedan iluminados constantemente por lo que las demás áreas quedan sin servicio.

a) Planta Baja:

1 area de ventas: 6 lamp. x 80 watts = 480 watts

1 area de copias: 3 lamp. x 80 watts = 240 watts

1 area de secretarias: 2 lamp. x 80 watts = 160 watts

1 area de compras: 2 lamp. de 80 watts = 160 watts

1 área de caja: 1 lampa. de 80 watts

1 área de recepción: 2 lamp. de 80 watts = 160 watts

2 áreas de atención al público de : 2 lamp. de 80 watts c/u = 160 watts

Para estas áreas el ahorro de energía es de 1280 watts / hr

b) Primer Nivel:

1 Almacén : 2 lamp. x 80 watts = 160 watts

2 áreas técnicas: 4 lamp. x 80 watts = 320 watts

1 secretaria : 1 lamp. x 80 watts = 80 watts

Para este nivel tenemos un ahorro de 560 watts/hr

Deduciendo lo expuesto en el punto 3, tenemos que el ahorro de energía durante una hora después del horario de trabajo en ambos niveles es de aproximadamente 1.84 kw/hr , pero al multiplicarlo por 3 horas que es el tiempo en que la energía de la compañía emerson S.A de C.V. ,se desconecta completamente por lo que:

$1.84 \text{ kw/hr} \times 3 \text{ hrs} = 5.52 \text{ kw / dia}$
 $5.52 \text{ kw} \times 5 \text{ días} = 27.6 \text{ kw / semana}$
 $27.6 \text{ kw/ semana} \times 4 \text{ semanas} = 110.4 \text{ kw / mes}$
 $110.4 \text{ kw/ mes} \times 12 \text{ meses} = 1,324.80 \text{ kw / año}$

Se observa que durante las tardes se obtiene un mayor ahorro de energía eléctrica ya que se calcula aproximadamente de **1,324.80 kw/año**.

4.1.2 Ahorro económico anual en iluminación variable.

De los resultados obtenidos con anterioridad podemos calcular un costo económico en cuanto al ahorro de energía eléctrica obtenido de los sensores de presencia por lo que a continuación se menciona:

Ahorro anual de energía en ambos niveles = **2,023.68 kw**

Importe = $2,023.68 \text{ kw} \times \$ 6.19 /\text{Kw} = \$ 12,526.57 \text{ m.n.}$

4.2 Consumo de energía variable para los equipos de aire acondicionado.

El equipo de aire acondicionado del sistema de volumen variable se conforma de una condensadora y una manejadora de aire para cada nivel de la compañía estos equipos suministrarán el aire acondicionado en función de las necesidades que requieran cada una de sus áreas.

Para la **unidad condensadora** la demanda de refrigerante y a su vez el trabajo de los compresores estarán en función de la demanda de carga térmica que se tenga que abatir durante el horario de trabajo de las oficinas, se considera que los dos compresores con que cuenta la condensadora, trabajaran cada uno al 50% de la capacidad total del equipo.

Considerando si el porcentaje de enfriamiento es menor al 50% de la capacidad del equipo entonces trabaja un solo compresor y si es mayor del 50% entonces trabajaran los dos compresores.

Para la **unidad manejadora de aire**, el motor eléctrico del equipo será controlado por un variador de frecuencia el cual disminuirá ó aumentara las revoluciones del motor dependiendo de las presiones internas que detecte dentro del ducto principal un sensor de presión que estará interrelacionado con el variador de frecuencia.

Estos equipos y accesorios estarán en constante comunicación para trabajar de una manera armónica con el único fin de utilizar la energía eléctrica necesaria para llevar acabo su objetivo, el cual es controlar la temperatura y humedad de las oficinas para suministrar un ambiente de confort a sus ocupantes.

4.2.1 Consumo de energía por equipos en planta baja y primer nivel.

De acuerdo al estudio térmico de las oficinas, planta baja y el primer nivel se tienen los siguientes factores de carga térmica por unidad de área:

- a) **Planta Baja:** $0.0054 \text{ tons/ft}^2 = 64.8 \text{ Btu/hr/ft}^2$
- b) **Primer Nivel:** $0.0053 \text{ tons/ft}^2 = 63.6 \text{ Btu/hr/ft}^2$

Nota: Es importante saber que en este caso de nuestra tesis la manera en que tendremos un ahorro en la energía eléctrica del consumo de los equipos es a través del flujo de aire donde se necesite, ya que la cantidad de carga térmica a abatir estará en función del volumen de aire que requiera el personal esto quiere decir que al disminuir el flujo de aire acondicionado en algunas áreas por ausencia de personal la carga térmica también disminuirá su volumen asciendo que el trabajo de los compresores sea menor y por ende la reducción de su trabajo dando como resultado un ahorro de energía al estar uno solo.

En el caso del funcionamiento de los equipos de aire acondicionado será de la manera siguiente:

Teniendo en cuenta que el tiempo de suministro de energía eléctrica es de 13 horas diariamente se cuantificara el consumo de energía en Kw/hr de los compresores dependiendo de sus requerimientos:

De acuerdo a la manera en que operan las oficinas

1. Los días lunes de cada semana tienen reunión jefes de oficina y gerencias en la sala de juntas de las 10:00 AM. a las 11:00 AM.

2. El horario de comida de la semana es de las 14:00 PM a las 15:00 PM concentrándose aproximadamente un 45% del personal en el comedor el resto del personal sale fueras de oficina por lo que prácticamente existe una hora en la que el único lugar que funciona es el comedor el resto de las áreas permanece inactivo.

3. Durante la tarde, el horario de salida para el personal es a las 18:00 hrs. aunque el funcionamiento de las oficinas se mantendrá hasta las 21:00 hrs., después de las 18:00 hrs se a notado que únicamente se quedan aproximadamente de 5 a 8 personas en sus áreas de trabajo las demás áreas se apagan.

4. Durante un mes se a notado que el área de capacitación se usa a lo mucho dos veces al mes aproximadamente de dos horas por sesión teniendo asistencia las áreas de ventas, compras y técnica, y en le caso de la sala de conferencias es ocupada una sola ves ocupándola las áreas de Gerencia y Jefes de oficina.

5. Para el caso de retardos se a observado que cuando menos existen aproximadamente entre 5 a 7 hrs. durante una semana que el personal de las áreas de jefes de oficina y gerencias llegan tarde por motivos personales.

En relación a los planos del proyecto es casi común que las áreas de Capacitación y Sala de conferencias no funcionan normalmente ya que solo en eventos son utilizadas.

4.2.2 Planta Baja:

En el caso de la Planta Baja ver plano AA-01 en anexo 1, la ausencia en cuatro oficinas de jefes de departamento y dos gerencias sean desocupadas durante una hora cada semana no son suficientes para que el equipo de aire acondicionado deje de operar uno de sus compresores.

Los horarios en que podemos notar una verdadera ausencia de labores es durante la hora de comida y la hora de salida por lo que a continuación se describirá el funcionamiento de la planta baja es esos horarios.

Para el horario de comida de una hora y en la cual aproximadamente el 90% del personal desocupa sus lugares de trabajo se considera que el funcionamiento de los compresores será menor al 50 % de la capacidad, así que de acuerdo a lo anterior se hace un resumen de las cargas terminas que el equipo de aire acondicionado no abatiría durante una hora en las siguientes áreas de la planta baja.

De acuerdo al factor de carga térmica por área que marca el estudio térmico para el nivel de la planta baja es de: $0.0054 \text{ tons/ft}^2 = 64.8 \text{ Btu/hr/ft}^2$

Por lo tanto para las siguientes áreas tenemos que:

Oficinas = $117 \text{ ft}^2 \times 64.8 \text{ Btu/hr} = 7,582 \text{ Btu/hr} \times 4 = 30,328 \text{ Btu/hr}$

Ventas = $841 \text{ ft}^2 \times 64.8 \text{ Btu/ft}^2 = 54,497 \text{ Btu/hr}$

Archivo = $196 \text{ ft}^2 \times 64.8 \text{ Btu/ft}^2 = 12,700 \text{ Btu/hr}$

Copias y Fax = $184 \text{ ft}^2 \times 64.8 \text{ Btu/ft}^2 = 11,923 \text{ Btu/hr}$

Secretarias = $592 \text{ ft}^2 \times 64.8 \text{ Btu/ft}^2 = 38,362 \text{ Btu/hr}$

Compras = $167 \text{ ft}^2 \times 64.8 \text{ Btu/ft}^2 = 10,822 \text{ Btu/hr}$

Caja = $74 \text{ ft}^2 \times 64.8 \text{ Btu/ft}^2 = 4,795 \text{ Btu/hr}$

Recepción = $181 \text{ ft}^2 \times 64.8 \text{ Btu/ft}^2 = 11,729 \text{ Btu/hr}$

Atención al Público = $87 \text{ ft}^2 \times 64.8 \text{ Btu/ft}^2 = 5,638 \text{ Btu/hr} \times 2 = 11,276 \text{ Btu/hr}$

De lo anterior la carga térmica por no abatir durante una hora es de : 186,432 Btu/hr igual a 15.53 toneladas de refrigeración aproximadamente el 80.0 % de la capacidad total de la unidad condensadora , por lo que de acuerdo al diseño mecánico de la unidad condensadora únicamente un solo compresor trabajaría. Haciendo que de esta forma se ahorre el 50% en consumo de los compresores, ya que si el consumo en los compresores de la unidad de acuerdo a datos técnicos es de 21.6 kw entonces será de **10.8 kw**.

En el caso de la salida del trabajo se considera que el 80% del personal deja sus lugares de labores tales como:

Secretarias = 38,362 Btu/hr

Ventas = 54,497 Btu/hr

Archivos = 12,700 Btu/hr

Copias = 11,923 Btu/hr

Caja = 4,795 Btu/hr

Recepción = 11,729 Btu/hr

Compras = 10,822 Btu/hr

Atención al público = 11,276 Btu/hr

Carga Térmica total = 156,104 Btu/hr = 13.0 toneladas de refrigeración

Capacidad que refleja el 66.9 % lo que conlleva a que únicamente trabajara un solo compresor durante 3 horas dando como resultado: $10.8 \text{ kw /hr} \times 3 \text{ hrs} = 32.4 \text{ Kw}$

De lo expuesto sabemos que el ahorro diario en energía eléctrica para los compresores de la unidad condensadora es de: $10.8 + 32.4 = 43.2 \text{ kw/día}$

Por lo que al año será de:

x 5 días = 216.0 Kw / semana
x 4 semanas = 864.0 Kw / mes
x 12 meses = 10,368.0 Kw / año

4.2.3 Ahorro económico en el suministro de energía del equipo de planta baja.

Con el ahorro de energía de **10,368 kw** en la Planta Baja y con el precio promedio de \$ 6.19 por kw de acuerdo a la Compañía de Luz y Fuerza tenemos que el precio promedio anualmente a favor de la Compañía emerson de México S.A de C.V. sera de:

$10,368 \text{ kw} \times \$6.19/\text{kw} = \mathbf{\$64,178.00}$

4.2.4 Ahorro económico en el suministro de energía del equipo primer nivel.

Para este caso el factor de carga térmica que maneja el estudio del análisis térmico es de: $0.0053 \text{ tons/ft}^2 = 63.6 \text{ Btu/hr/ft}^2$

Para este nivel se estima un ahorro de energía importante ya algunas áreas de dimensiones mayores son relativamente poco usadas como es el caso de la Sala de Juntas, Área de Capacitación, sala de Conferencias y comedor. De lo anterior el trabajo de los compresores de la condensadora para este nivel se considera menor al 50% de su capacidad por lo que se estima que la capacidad de refrigeración para uso cotidiano no será mayor al 50% de la capacidad total por lo que enseguida se calculara la carga térmicas de las áreas ya mencionadas las cuales funcionarán de manera esporádica.

Sala de Conferencias = $1162 \text{ ft}^2 \times 63.6 \text{ Btu/hr/ft}^2 = 73,903 \text{ Btu/hr}$

Sala de Juntas = $294 \text{ ft}^2 \times 63.6 \text{ Btu/hr/ft}^2 = 18,698 \text{ Btu/hr}$

Área de Capacitación = $841 \text{ ft}^2 \times 63.6 \text{ Btu/hr/ft}^2 = 53,487 \text{ Btu/hr}$

Comedor = $413 \text{ ft}^2 \times 63.6 \text{ Btu/hr/ft}^2 = 26,267 \text{ Btu/hr}$

Carga térmica sin utilizar = 172,355 Btu/hr

Del valor anterior se estima que el porcentaje de la capacidad de refrigeración del equipo sin utilizar de manera constante será aproximadamente de un 57.5% y el 42.5% será utilizado cotidianamente en las demás áreas de ese nivel

Es claro que la carga térmica estará en función del flujo de aire suministrado y que este último tendrá demanda siempre y cuando se encuentre personal en las áreas y por lo que de no haber demanda de aire entonces existirá una reducción en el trabajo de los compresores del cálculo anterior sabemos que el trabajo de los compresores estará trabajando al 42.5% se entiende que únicamente trabajara un solo compresor con el 50% por lo que se tiene un ahorro diario en energía de **13.79 Kw** es decir la mitad del consumo de los compresores por hora de trabajo.

De lo expuesto sabemos que el ahorro diario en energía eléctrica para los compresores de la unidad condensadora es de: $13.79 \text{ kw} \times 13 \text{ hrs} = 179.27 \text{ kw/día}$

Por lo que al año será de:

x 5 días = $896.35 \text{ Kw / semana}$
x 4 semanas = 3585.40 Kw / mes
x 12 meses = **$43,024.80 \text{ Kw / año}$**

Con el ahorro de energía de $43,024.80 \text{ kw}$ en el Primer Nivel y con el precio promedio de \$ 6.19 por kw de acuerdo a la Compañía de Luz y Fuerza tenemos que el precio promedio anualmente a favor de la Compañía emerson de México S.A de C.V. será de:

$43,024.80 \text{ kw} \times \$6.19/\text{kw} = \mathbf{\$266,323.51}$

4.2.5 Ahorro económico en iluminación y equipos del sistema de volumen de aire variable de ambos niveles.

De todo lo anterior el ahorro económico anual para iluminación y equipos asciende aproximadamente a **\$ 343,828.08 anualmente.**

4.3 Costo inicial en el sistema de aire acondicionado volumen de aire variable.

De acuerdo a la cotización y considerando a \$1.0 dls = \$11.41 m.n.

a) Planta Baja:

Unidad Manejadora de aire	= \$ 70,220.00
Unidad Condensadora	= \$ 70,000.00
Caja de volumen de aire variable / pza	= \$ 4,335.80 x 16 pza = 69,372.00
Variador de Frecuencia	= \$ 22,363.60
Sensor de Presión	= \$ 3,023.65
Termostato de cuarto / pza	= \$ 895.00 x 16 pza = 14,320.00
Sensor de presencia / pza	= \$ 610.70 x 14 pza = 8,550.00
Costo por instalación 40%	= \$ 103,139.70
total	= \$ 360,988.95

b) Primer Nivel:

Unidad Manejadora de aire	= \$ 89,366.00
Unidad Condensadora	= \$ 88,500.00
Caja de volumen de aire variable / pza	= \$ 4,335.80 x 9 pza = 39,022.00
Variador de Frecuencia	= \$ 22,363.60
Sensor de Presión	= \$ 3,023.65
Termostato de cuarto / pza	= \$ 895.00 x 9 pza = 8,055.00
Sensor de presencia / pza	= \$ 610.70.00 x 8 pza = 4,886.00
Costo por instalación 40%	= \$ 102,184.10
total	= \$ 357,400.35

Gran total de los dos sistemas = \$ 718,389.30

Aunque la inversión inicial en el sistema de volumen de aire variable es elevado, la recuperación al 100 % de la inversión del sistema se recupera en un lapso de tiempo considerable.

Esta recuperación se puede calcular en función al método de aproximación para evaluar el valor económico de un proyecto, el cual es por el **Periodo de Recuperación de la Inversión**, que indica lo siguiente:

$$\text{Periodo de Recuperación} = \frac{\text{Inversión Inicial}}{\text{Flujos de ingresos efectivos anuales}}$$

$$\text{Periodo de Recuperación} = \frac{\$ 718,389.30}{\$ 343,028.08 \text{ anual}} = 2.09 \text{ años}$$

De acuerdo con los resultados que se obtuvieron del análisis en relación a los costos de equipos y suministros de energía, podemos saber que un sistema de aire acondicionado de volumen de aire variable es sumamente recuperable su inversión a través del tiempo, por lo que es necesario que la ideología de los empresarios cambie de una manera radical haciéndoles ver que el adoptar sistemas de aire acondicionado mas sofisticados nos conlleva a utilizar únicamente la energía necesaria ahorrándonos cantidades considerables de Kw.

ANEXOS

ANEXO 1

TABLAS DE COEFICIENTES DE TRANSMISIÓN SOLAR EN MATERIALES Y TABLAS CLIMÁTICAS DE LOS ESTADOS DE LA REPUBLICA MEXICANA

CONDUCTIVIDADES TÉRMICAS (k) Y CONDUCTANCIAS (C) DE EDIFICIOS Y MATERIALES AISLANTES*

$$k = \frac{(Q \times 3600)}{(A \times \Delta T)} \quad C = \frac{K}{(L \times 1000)} \quad \text{para el espesor correspondiente del material}$$

Material	Tipo y cantidad	Massa específica (kg/m³)	Temp. media (°F)	Conductividad térmica k	Resistencia térmica R	Conductancia térmica C	Resistencia I/G
Acabados exteriores (paredes exteriores):	Revestimiento de ladrillo
	Estuco	12.00	0.08
	Teja de madera	1.38	0.73
	Tira de plano macizo	1.38	0.73
Acabados interiores y exteriores:	1" Madera de cedro con papel y yeso	30	0.83	1.23
	Tablones de madera	8.50	3.00
	Placa de yeso	3.7	0.27
	Yeso en tira, ½ pig (y yeso)	2.4	0.42
Placa de aislamiento	½ pig	0.06	1.63
	Tira de placa de aislamiento ½ pig (y yeso)	0.60	1.67

Tira de placa de aislamiento 1 pig (y yeso)	0.31	3.18
Yeso en tira macizo	4.40	0.23
Estuco	5.0	0.20
	5.0	0.13
Yeso y arena	5.5	0.18
	1.7	0.59
Yeso en tiras de madera	2.50	0.40

Aislamiento:
	0.97	3.70
Tipo enrollado	0.30	3.33
	0.97	3.70
Tipo ajustable	0.97	3.70
	4.0	75	0.98	3.57
	1.50	75	0.97	3.70
.....	9.4	103	0.97	3.70	

* Datos tomados de muchos fuentes, gran número de ellas suministradas de los editores de la American Society of Heating and Air Conditioning Engineers, Guide 1985-1986.

Tabla 7

**SISTEMA AUTOMATIZADO
VOLUMEN DE AIRE VARIABLE
PARA AHORRO DE ENERGÍA**

ANEXOS

$\left[\frac{(h_1 - h_2)(\rho_a)}{C_p} + \frac{h_1 - h_2}{g} \right] \rho_a$ para el espacio correspondiente del manual

Muestra	Tipo y cantidad	Área superficial (m ²)	Temp. media (°F)	Coeficiente de transferencia de calor h	Diferencia de temperatura por pie $\frac{1}{2}$	Coeficiente de transmisión C	Endoso 1 C
Atenuamiento de Inercia:	Flejes de lana de vidrio	1.80	78	0.97	3.70
	Cortinas de mochar	3.8	90	0.81	3.88
		8.0	78	0.88	3.84
	Cercha vegetalizada en particulas	8.1	88	0.81	3.88
	Lana mineral	10.0	80	0.87	3.70
	Aerocel	13.0	88	0.81	3.84
	Temperatura, suspendida	7.0	70	0.88	3.08
	Temperatura de madera	8.8	90	0.81	3.84
	Vidrio colorado (suspension de vidrio)	8.0	78	0.88	3.88
		8.8	88	0.88	3.88
	8.0	88	0.88	3.88	
Flejes de corcho	No presentada	10.8	88	0.88	3.88
	7.0	80	0.87	3.70	
Flejes de corcho	Aislamiento puntado	14.8	88	0.88	3.88
Lana mineral (roca)	18.7	88	0.88	3.88
	18.7	80	0.88	3.88
Flejes de madera y cemento "Hydrotect"	38.8	0.77	1.80
	1.8-8.0	88	0.88-0.88	4.88-8.88

ÁREA ACUMULATIVA DE CALOR Y CAPACIDAD...

Atenuamiento de Inercia de cada de exterior	Exposición en un edificio	13.8	70	0.80	3.88
Temperatura y Inercia de exterior	Cubierta aislada	8.0	88	0.87	3.88
	8.0	1.88	0.88	1.88
Construcción de pisos:	Capa de acabado, 1/2"	130	84.8	0.84
	Módulo para Calificación, 1/2"	38.0	78	0.70	1.88
	Ladrillo de cerámica, 1"	13.88	0.88
	Aspa o cuerda del grueso	40.0	78	1.88	0.88
	Capa de lana, 1/2"	130.0	84.8	0.88
	Piso laminado	31.8	88	0.78	1.88
	Piso cerámico, para	38.0	78	0.81	1.88
	Laminado, 1/2"	28.80	0.88
Exposición de albañilería:	Laminado por construcción estructural
Fleje de color, horizontal	Horizontal, 1/2" x 4"	88-88	1.18	0.88
	Horizontal 48", 1/2" x 4"	88-88	1.11	0.88
Fleje de color, horizontal	Vertical, 1/2" x 4"	88-88	1.08	0.87
Fleje de color, horizontal	Horizontal, 4"	88-88	0.87	1.08
	Horizontal, 1/2"	88-88	0.88	1.08
	Horizontal, 4"	88-88	0.87	1.18
	Horizontal, 1/2"	88-88	0.81	1.88
Exposición de albañilería:	Con superficie reflectante
Exposición laminada por lámina de aluminio	Vertical u horizontal, todo de 1/2" ancho

ÁREA ACUMULATIVA DE CALOR Y CAPACIDAD...

Tabla 8

**SISTEMA AUTOMATIZADO
VOLUMEN DE AIRE VARIABLE
PARA AHORRO DE ENERGÍA**

ANEXOS

$$h = \frac{(D_{in})Q_{in}}{(h_{in})Q_{in}(\rho)^{1/3}} \left[C \text{ en } \frac{D_{in}}{(h_{in})Q_{in}(\rho)^{1/3}} \right], \text{ para el espesor correspondiente del material}$$

Material	Tipo y medidas	Mass específica lb/ft ³	Temp. media (°F)	Conductividad entre h	Resistencia por pie $\frac{1}{k}$	Conductancia total C	Resistencia $\frac{1}{C}$
nó sobre una superficie							
Espacio limitado por láminas de aluminio sobre la fachada de las superficies	Más de 3/4" ancho	50	0.66	2.17
Espacio dividido en dos con simples cortinas de láminas de aluminio	Ambos lados con lámina brillante y cada espacio con más de 3/4" ancho	50	0.41	2.44
Espacio limitado sobre un lado con láminas de aluminio	Espacio de sólo 3/4" ancho	50	0.33	4.35
Pérdida de aire (superficie)							
Aire transparente (f ₁)	Valor general	80-90	1.85	0.51
Flujo de calor, sustrato							
	Horizontal	88-90	1.63	0.61
	Pendiente, 45°	80-98	1.80	0.56
Flujo de calor, aislamiento							
	Horizontal	50-60	1.08	0.92
	Pendiente, 45°	53-60	1.32	0.76

VALORES ESTIMADOS Y REFERENCIAS

Flujo de calor, horizontal	Vertical	80-90	1.68	0.68
Viento, 15 mph; (f ₁)	Cualquier posición	6.00	0.17
Viento, 7.5 mph; (f ₂)	Cualquier posición	4.00	0.25
Maderas:	Madera	8.8	80	0.38	2.63
	Madera roja de California, seca	28.0	75	0.70	1.43
	Hojas largas de madera de pino, seca	40.6	78	0.88	1.16
	Hojas cortas de madera de pino, seca	36.0	75	0.81	1.10
	Roble rojo, seco	48.0	78	1.12	0.88
	Abeto o pino, pumado	1.18	0.81
Calientes	Arce o roble, pumado	1.18	0.81
	1 pie de cubierta de abeto, papel de construcción, y aislamiento de pino	0.50	2.00
Materiales laminados							
Asbesto cemento	Cemento comprimido y asbesto	118.0	119	4.0	0.25
Asbesto	Láminas asbesto comprimido	30.4	110	4.48	3.68
	Láminas de asbesto	48.3	110	0.39	3.44
Yeso	Láminas de yeso (yeso entre capas de papel grueso)	98.8	70	1.41	0.71
	Placa de yeso 3/4"	3.10	0.32
	Placa de yeso, 3/4"	83.5	80	2.25	0.44
Aluminato	De fibra de madera	15.8	70	0.33	3.03

VALORES ESTIMADOS Y REFERENCIAS

Tabla 9

**SISTEMA AUTOMATIZADO
VOLUMEN DE AIRE VARIABLE
PARA AHORRO DE ENERGÍA**

ANEXOS

[$1 \text{ m}^3 \frac{(\text{Cm})(\text{plg})}{(\text{hr})(\text{Cm}^2)(^\circ\text{F})}$ $\frac{\text{Btu}}{(\text{hr})(\text{plg}^2)(^\circ\text{F})}$ para el espesor correspondiente del material]

Material	Tipo y cantidad	Masa específica lb/ft ³	Temp. media (°F)	Conducti- vidad térmica h	Resisten- cia por plg $\frac{1}{h}$	Conduc- tancia térmica C	Resistencia $\frac{1}{C}$
Aislamiento	Láminas de espumas de poliestireno en unidades especiales 1/2" de espesor	16.5-21.5	80	0.23-0.40	2.62-3.90	0.88-0.60	1.08-1.36
Aislamiento	De fibra de vidrio de mineral	12.5	70	0.23	3.03
Cubiertas	Cedosa o plomo amoníaco	1.02	0.98
	Cedosa y papel de alúmina 25/25"	0.88	1.12
	Triplex, 1/2"	34	2.51	0.31
	Triplex, 3/4"	34	2.56	0.30
	Triplex, 1"	34	2.13	0.47
	Triplex, 1 1/2"	34	1.80	0.56
Materiales de construcción:							
Ladrillo	Sin coque, 4 plg espesor	0.88	1.12
	Común, 4 plg espesor	5.8	0.20	1.58	0.63
	Fachada, 4 plg espesor	8.0	0.11	2.27	0.44
	Una línea de ladrillo común de cruzilla, una línea de ladrillo de fachada. Espesor aprox. 8 plg	0.77	1.30
Mortero de cemento	13.0	0.08
Teja de arcilla, com.

SERVICIOS DE INGENIERÍA Y CONSULTORÍA

Cierres pesados	3 plg de espesor	1.85	.80
	4 plg de espesor	0.90	1.11
	5 plg de espesor	0.86	1.16
	6 plg de espesor	0.54	1.85
	10 plg de espesor	0.45	2.22
	15 plg de espesor	0.40	2.50
Hormigón	16 plg de espesor	0.31	3.23
	Agregado ligero de arcilla expandida, arcilla o piedra pómez	2.50	0.40
Hacereta	Agregado de arena y grava	12.8	0.08
Bloques de hormigón de 3 plg	Huaco; agregado de arcilla	1.58	0.70
Bloques de hormigón de 4 plg	Huaco; agregado de arcilla	0.90	1.11
Bloques de hormigón de 6 plg	Huaco; agregado de arcilla	0.58	1.72
Bloques de hormigón de 12 plg	Huaco; agregado de arcilla	0.53	1.88
Bloques de hormigón de 8 plg	Huaco; agregado de arena y grava	0.80	1.11
Bloques de hormigón de 12 plg	Huaco; agregado de arena y grava	0.78	1.28
Bloques de hormigón de 6 plg	Huaco; agregado de peso ligero	0.58	1.72
Bloques de hormigón de 12 plg	Huaco; agregado de peso ligero	0.44	2.27
Ladrillo de yeso de 3 plg	Celda de 3 divisiones	0.74	1.35
Ladrillo de yeso de 4 plg	Celda de 3 divisiones	0.68	1.47

SERVICIOS DE INGENIERÍA DE CALOR Y CRIÓGENIA

Tabla 10

AMERIC A.C./C.N.I.C.		ESPECIFICACION PARA TEMPERATURAS DE CALCULO EN LOS SISTEMAS DE ACONDICIONAMIENTO DE AIRE Y DATOS GEOGRAFICOS MAS TEMPERATURAS EXTREMAS DE LOS DIFERENTES LUGARES DE LA REPUBLICA MEXICANA		DATOS VERANO		DATOS INVIERNO			
		ACOT:	SH	Temp. Prom. Max.-Ess. grados C	Temp. de Calculo BS	Temp. Prom. Min.-Ess. grados C	Temp. de Calculo grados C	Grados-Dia Anuales grados C	
ESIC:	BN	Geograficas Longitud Oeste	Altura Sobre el Nivel del Mar	Presion Barometrica mm Hg	Temp. de Calculo BH	Grados-Dia Anuales grados C	Temp. de Calculo grados C	Grados-Dia Anuales grados C	
LUGAR DE LA REPUBLICA		Posicion G Latitud Norte	Geograficas Longitud Oeste	Altura Sobre el Nivel del Mar	Presion Barometrica mm Hg	Temp. Prom. Max.-Ess. grados C	Temp. de Calculo BS	Temp. Prom. Min.-Ess. grados C	Grados-Dia Anuales grados C
DISTRITO FEDERAL									
		19 24'	99 10'	2240	780	33.8	31	17	78
		19 24'	99 12'	2308	778	32.8	30	17	82
		19 20'	99 14'	2400	800	32.0	30	17	82
		19 23'	99 11'	2200	788	34.5	31	17	74
		24 01'	104 07'	1608	814	35.8	34	17	100
		25 30'	103 30'	1140	885	36.7	40	17	108
		23 02'	108 28'	1740	829	42.0	38	21	168
GUANAJUATO									
		20 32'	100 49'	1754	828	41.5	38	20	157
		21 01'	101 18'	2037	801	33.8	21	18	49
		21 07'	101 41'	1808	822	36.5	34	20	162
		20 15'	100 55'	1781	827	36.0	35	19	167
		20 40'	101 21'	1724	831	38.2	35	19	158
QUERETERO									
		18 08'	98 08'	3	1013	38.8	33	19	183
		17 35'	98 30'	1260	878	38.2	33	23	183
		18 33'	98 28'	1788	828	38.5	34	20	183
		17 58'	101 48'	38	1009	38.2	35	19	183
TRIALGO									
		20 08'	98 45'	2448	784	31.4	29	18	58
		20 08'	98 02'	3181	787	34.7	32	18	107
		20 08'	98 05'	3444	784	31.9	30	18	107
		20 20'	98 12'	1748	828	41.0	37	18	107
JALISCO									
		20 41'	103 20'	1888	844	38.0	33	20	184
		21 22'	101 56'	1860	818	43.2	39	25	184
		20 37'	108 18'	2	1013	38.0	36	28	200
		20 34'	104 04'	1228	878	38.6	38	24	184
MEXICO									
		18 31'	98 02'	2218	784	34.0	32	18	178
		18 17'	98 30'	2678	743	26.8	25	17	187
		19 02'	99 33'	2080	791	38.0	33	18	187

Tabla 11

AMERIC A.C./C.N.I.C.		ESPECIFICACION PARA TEMPERATURAS DE CALCULO EN LOS SISTEMAS DE ACONDICIONAMIENTO DE AIRE Y DATOS GEOGRAFICOS MAS TEMPERATURAS EXTREMAS DE LOS DIFERENTES LUGARES DE LA REPUBLICA MEXICANA										ESPECIF. AA 044 84.001	
ACOT	SIN											FECHA	
ESC:	SR											DIAGRAMA DE 94	
												RECOMENDACIONES LAJEGCS	
												1981	
LUGAR DE LA REPUBLICA	Poblacion G. Habitada	DATOS SITUACION			DATOS VERANO				DATOS INVIERNO			Temps. (Das Anuales) grados C.	
		Geografica Longitud Oeste	Altura Sobre el Nivel del Mar	Presion Barometrica mb	Temp. Purn Max.-Est. grados C.	Temp. de Calculo	Grados (Das Anuales) grados C.	Temp. Prom. Min.-Est. grados C.	Temp. de Calculo	grados C.			
YUCATAN													
Merida	20 58'	89 38'	22	1011	758	410	37	27	2145	11.0	15		
Progreso	21 17'	89 40'	14	1012	748	30.8	36	27	1808	13.0	16		
Uxmal	20 41'	89 13'	22	1011	758	40.0	37	27	1808	11.5	15		
ZACATECAS													
Saltillo	23 18'	102 53'	2500	781	588	28.0	36	19	225	4.5	0		794
Coahuila	22 47'	102 34'	2812	784	581	29.0	28	17	225	7.5	2		1387
SANTO DOMINGO													
Coahuila	20 31'	98 57'	3	1813	740	28.8	33	27	1808	10.3	14		
Chetumal	19 38'	89 30'	4	1013	740	37	37	27	2128	8.5	13		
Cam. Can.	19 38'	89 32'	3	1013	740	37	33	27	2078	8.5	12		
PARRIS													
Cam. Can.	19 10'	89 15'	3	1013	740	38	34	27	2068	10	14		
TAMAULIPAS													
Matamoros	23 12'	87 30'	12	1012	748	28.3	37	28	1818	1.8	4.0		47
Matamoros	27 28'	88 37'	140	967	748	48.0	41	32	2042	-7.0	2		118
Tampico	22 12'	87 31'	18	1011	738	30.3	38	28	1838	-2.5	2		
Ciudad Victoria	23 44'	89 54'	521	977	733	41.7	38	28	1387	-3.3	2		87
Reynosa	23 48'	88 12'	26	1010	738	48.0	41	28	1387	3.7	3		
TLAXCALA													
Tehuacan	19 52'	98 15'	2752	781	588	29.4	28	17	24	-1.4	3		512

Tabla 13

ANEXO 2.

TABLAS DE GANANCIAS INTERNAS DE CALOR Y GRAFICAS DE CAIDAS DE PRESION POR FRICCION PARA DUCTOS

Tabla de Ganancias de Calor recomendadas para equipos de oficina

Aplicación.	Energía máxima watts.	Energía estándar watts.	Rango recomendado de ganancia de calor watts.
Equipo de computo			
Comunicación / transmisión	1800-4600	1640-2810	1640-2610
Microcomputadoras / procesadores	100-600	90-530	90-530
minicomputadoras	2200-6600	2200-6600	2200-6600
Impresora laser	370	180	300
Copiadoras			
Copiadora larga	1700-6600	900	1700-6600
Copiadora pequeña	460-1700	300-900	460-1700
Misceláneos			
frigoríficos	1150-1920		575-960
cafeteras	1500		1050 sensible
			450 latente

Derechos reservados de American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers (ASHRAE)

TABLE — HEAT GAIN FROM PEOPLE —

DEGREE OF ACTIVITY	TYPICAL APPLICATION	Metabolic Rate (Adult Male) Btu/hr	Average Adjusted Metabolic Rate* Btu/hr	ROOM DRY-BULB TEMPERATURE									
				62 F		65 F		70 F		73 F		75 F	
				Btu/hr		Btu/hr		Btu/hr		Btu/hr		Btu/hr	
				Sensible	Latent	Sensible	Latent	Sensible	Latent	Sensible	Latent	Sensible	Latent
Seated at rest	Theater, Grade School	940	356	175	175	195	195	210	140	230	120	240	90
Seated, very light work	High School	450	400	160	210	195	205	215	185	240	140	275	125
Office worker	Offices, Hotels, Apts., College	475	450	180	270	300	230	215	237	245	205	185	145
Standing, walking slowly	Dept. Store, or Variety Store	550	500	110	210	200	300	220	280	255	245	290	210
Walking, seated	Drug Store	530	500	110	210	200	300	220	280	255	245	290	210
Standing, walking slowly	Bank	550	500	110	210	200	300	220	280	255	245	290	210
Sedentary work	Restaurant	300	330	190	340	220	330	240	310	280	270	320	330
Light bench work	Factory, light work	800	730	190	360	220	330	245	305	295	355	345	385
Moderate dancing	Dance Hall	900	850	220	430	245	405	275	375	335	375	400	430
Walking, 3 mph	Factory, fairly heavy work	1000	1000	270	730	300	700	330	470	380	410	440	540
Heavy work	Bowling Alley, Factory	1300	1450	450	1000	465	965	415	865	535	925	605	845

GANANCIA DE CALOR POR LAMPARAS

TIPO	GANANCIA DE CALOR Btu/hr
Fluorescentes	Los watts totales x 1.25 x 3.41
Incandescentes	Los watts totales x 3.41

Para las lámparas fluorescentes se considera un 25% mas del consumo debido al uso de balastos.

Derechos de Carrier Corporations

AIRE ACONDICIONADO Y REFRIGERACION

VELOCIDADES RECOMENDADAS Y MAXIMAS EN DUCTOS*

Designación	Velocidades recomendadas, pies/min			Velocidades máximas, pies/min		
	Resi- dencias	Escuelas, teatros, edificios públicos	Edificios Indus- triales	Resi- dencias	Escuelas, teatros, edificios públicos	Edificios Indus- triales
Tomas de aire exterior†	700	800	1000	800	900	1200
Filtros†	250	300	350	300	350	350
Serpentinas calefacción†	450	500	600	500	600	700
Lavadoras de aire	500	500	500	500	500	500
Conexión a succión	700	800	1000	900	1000	1400
Salidas de ventiladores	1000-1600	1300-2000	1600-2400	1700	1500-2200	1700-2500
Ductos principales	700-900	1000-1300	1200-1800	800-1000	1100-1600	1300-2200
Ductos ramales	600	600-900	800-1000	700-1000	800-1300	1000-1800
Ductos verticales	500	600-700	800	650-800	800-1200	1000-1600

PERDIDAS TIPICAS POR FRICCION PARA EQUIPO DEL SISTEMA DE DUCTOS

Parte	Gama posible de pérdidas* (pieg de agua)
Toma de aire o entrada al ventilador	0.005 a 0.1
Calentadores de aire o enfriadores, una a varias hileras	0.1 a 0.35
Lavadoras de aire	0.2 a 0.35
Filtros de aire	0.2 a 0.4
Sistema de ductos (cálculo con longitud equivocada)	0.04 a 0.4
Varios, pantallas, rejillas, etc.	0.1 a 0.2
Salidas tipo tobera	0.1
Menos cualquier recuperación de caída de velocidad	0.01 o más
Pérdidas de presión estática para el sistema (ventilador)	1.0 a 1.6 comunes

* Seleccionadas de datos de fabricantes, o calculadas.

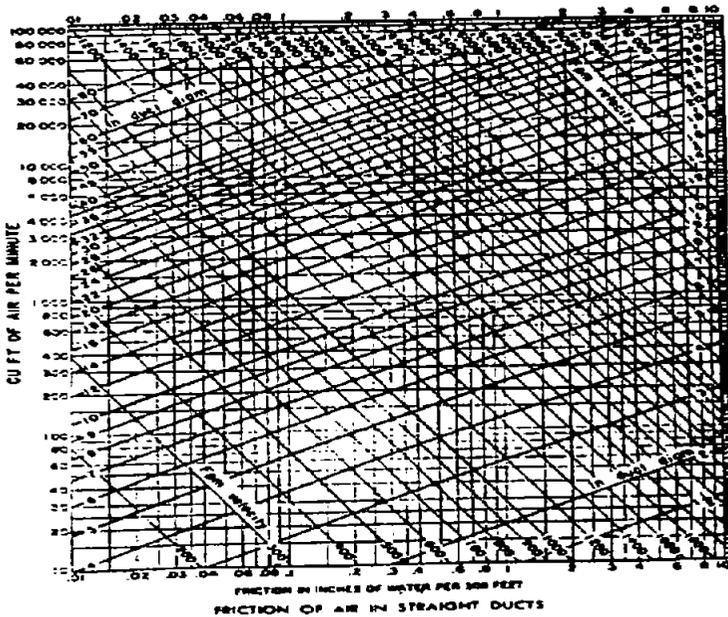
duct
 resistance

The round duct resistance chart (p. 5) permits you to figure resistance losses in duct systems. The horizontal lines represent air volume (CFM) and the vertical lines represent friction loss in inches of water per 100 feet of duct length. Diagonal lines sloping upward to the left represent velocity (FPM) and the lines sloping upward to the right indicate the diameter of the duct.

Example: Determine the friction loss, in., S.P. based on 4,000 CFM through 50 feet of 18" duct. Following the steps just covered, we find that the velocity in the pipe is 3400 FPM. Directly below the intersection it is found that the friction per 100 feet is .80; then for 50 feet the friction will be $\frac{.80 \times 50}{100} = .40$ in., S.P.

$$\text{in., S.P.} = \frac{\text{in., S.P. for 100 Ft. x Straight Duct in Ft.}}{100}$$

DUCT RESISTANCE CHART



ANEXO 3.

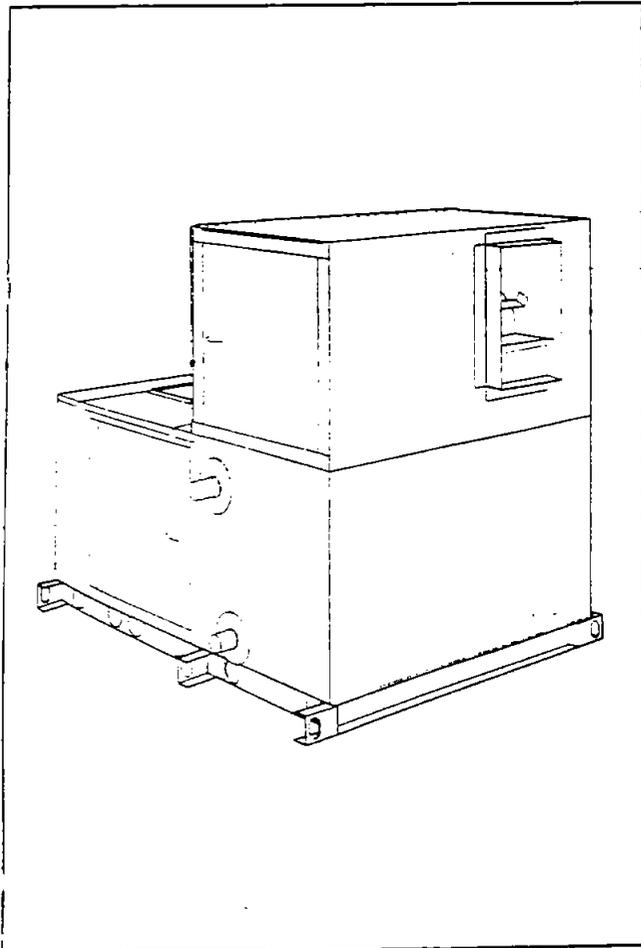
**CATALOGOS DE EQUIPOS Y
ACCESORIOS**



Product Data

39L Central Station Air Handlers Sizes 03-25

Nominal 1,800-15,000 cfm



Features/Benefits

- **Horizontal and vertical draw-thru arrangements for heating, cooling, ventilation, and VAV applications**
- **Small footprint assures rigging ease and reduced space requirements**
- **High-efficiency fan minimizes surging and turbulence and reduces operating costs**
- **Exclusive Nu-Fin coil surface provides peak heat transfer**

Carrier delivers the air handler components for your stringent specification requirements. The 39L series air handlers are compact and fully assembled; they combine versatility with economical, dependable performance.

Dependable performance
Prepainted galvanized steel panels ensure structural integrity under all operating conditions. **Double-walled hinged access doors** also enhance structural stability and provide fast, easy access.

Sloped, double-wall stainless steel drain pan controls condensate and is self-draining; complies with ASHRAE Standard 62.

Physical data (cont)



FANS

39L UNIT SIZE	03	06	08	10	12	15	18	21	25
WHEEL DIAMETER (in.)	9½	12¾	12¾	15	15	18½	20	20	25
MAX SPEED (Rpm)	2500	2000	2000	1600	1600	1400	1300	1100	1000
SHAFT DIAMETER (in.)*	¾	1⅞	1⅞	1⅞	1⅞	1⅞	1⅞	1⅞	1⅞
FAN SHAFT WT (lb)									
With IGV	2.3	8.0	8.0	8.0	10.4	14.5	14.5	18.5	21.5
Without IGV	4.8	8.9	8.9	10.4	11.6	17.9	17.9	20.2	27.7
FAN WHEEL WT (lb)	4.8	7.2	10	13	17	29	34	42	70
NO. OF FAN BLADES	43	43	43	51	51	48	53	53	56
MAXIMUM MOTOR HORSEPOWER†									
With IGV									
ODP	—	5.0	7.5	10.0	10.0	15.0	15.0	20.0	20.0
TEFC	—	3.0	5.0	10.0	15.0	20.0	10.0	20.0	20.0
Without IGV									
ODP	2.0	5.0	10.0	10.0	15.0	15.0	20.0	20.0	25.0
TEFC	2.0	5.0	5.0	10.0	10.0	10.0	15.0	20.0	25.0

LEGEND

- IGV — Inlet Guide Vanes
- ODP — Open Drive Proof
- TEFC — Totally Enclosed Fan Cooled

*All in sheave

†See Motor and Drive Package Data table on page 45 for drive type limitations.

COILS

39L UNIT SIZE	03	06	08	10	12	15	18	21	25
CHILLED WATER/DIRECT EXPANSION									
Large Face Area									
Nominal Capacity (cfm) at 550 Fpm	1996	3245	4345	5247	6149	8200	9740	11,900	13,750
Face Area (sq ft)	3.63	5.90	7.90	9.54	11.2	14.9	17.7	21.5	25.0*
Number of Tubes/Face	16	20	24	24	24	32	38	38	22/22
Finned Tube Length (in.)	25.1	34.0	37.3	45.8	53.7	53.7	53.7	65.5	65.5
Small Face Area									
Nominal Capacity (cfm) at 550 Fpm	1496	2595	3519	4372	5126	6665	7689	9405	11,275
Face Area (sq ft)	2.72	4.72	6.53	7.95	9.32	12.1	14.0	17.1	20.5
Number of Tubes/Face	12	16	20	20	20	26	30	30	36
Finned Tube Length (in.)	25.1	34.0	37.3	45.8	53.7	53.7	53.7	65.5	65.5
HOT WATER									
Nominal Capacity (cfm) at 700 Fpm	1904	3304	4505	5565	6524	8470	9800	11,970	14,350
Face Area (sq ft)	2.72	4.72	6.53	7.95	9.32	12.1	14.0	17.1	20.5
Number of Tubes/Face	12	16	20	20	20	26	30	30	36
Finned Tube Length (in.)	25.1	34.0	37.3	45.8	53.7	53.7	53.7	65.5	65.5
STEAM									
Face Area (sq ft)	2.13	4.18	6.22	7.53	8.95	11.06	13.28	15.21	18.92
Number of Tubes/Face	4	6	8	8	8	10	12	12	14
Finned Tube Length (in.)	25.5	33.4	37.3	45.2	53.1	53.1	53.1	53.1	64.9

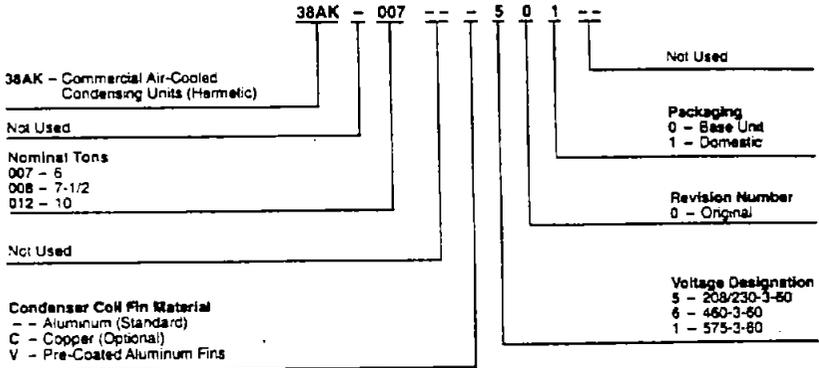
*39LA and 39LD large face area units have 2 coils

UNIT WEIGHTS* (lb)

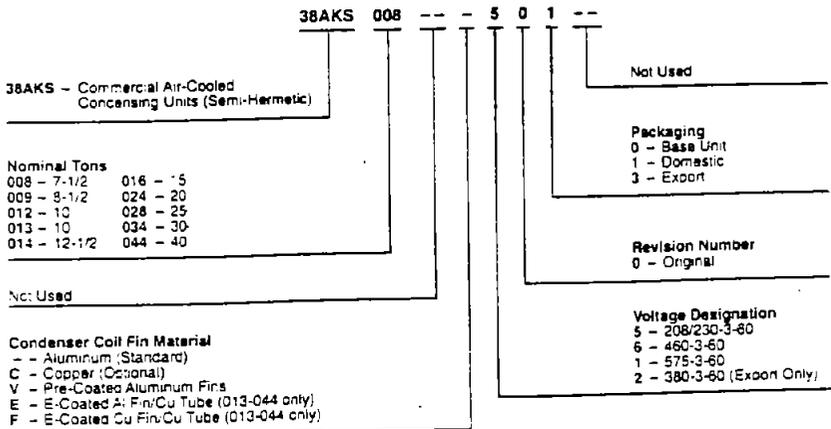
UNIT TYPE	03	06	08	10	12	15	18	21	25
39LA	200	280	411	470	540	620	695	740	820
39LB	150	210	308	352	405	465	521	555	615
39LC	170	238	349	400	459	527	590	629	697
39LD	230	322	472	540	621	713	799	851	943
39LF	230	322	472	540	621	713	799	851	943
39LG	120	168	246	282	324	372	417	444	492
39LH	220	308	452	517	594	682	764	814	902

*Less coil and motor.

Model number nomenclature — 38AK units



Model number nomenclature — 38AKS units



LEGEND

Al - Aluminum
Cu - Copper

Quality Assurance



Approvals:
ISO 9001
EN 29002
BS5750 PART 2
ANSI/ASQC C92

38AK, 38AKS08-012 UNITS

Quality Assurance



Approvals:
ISO 9002
EN 29002
BS5750 PART 2
ANSI/ASQC C92

38AKS013-044 UNITS

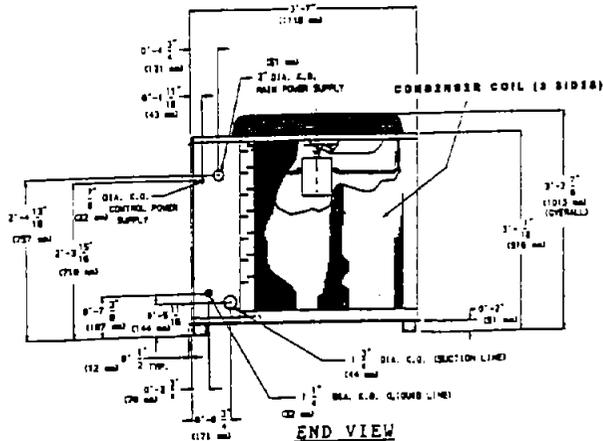
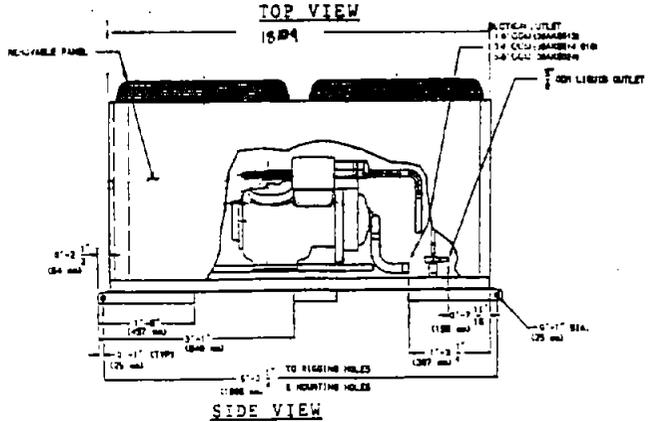
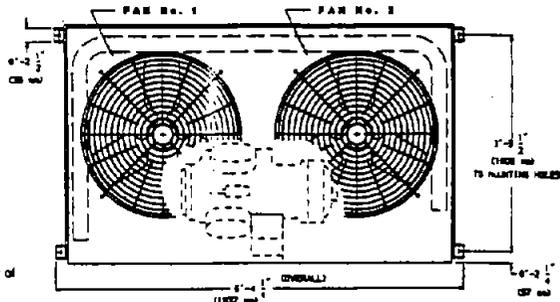
Dimensions (cont)



38AKS013-024

NOTES

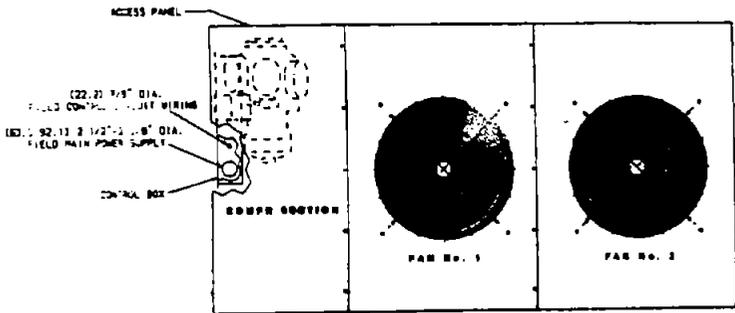
1. Service clearances are as follows:
 Side (compressor) — 3 1/2" (89 mm)
 Side (opposite compressor) — 3" (76 mm)
 Ends — 2" (51 mm)
 Top — 5" (127 mm)
2. See page 17 for corner weights and unit center of gravity.





Dimensions (cont)

38AKS028, 034



NOTES:

1. There must be 4 ft (1220 mm) for service and for unrestricted airflow on all sides of unit.
2. There must be minimum 8 ft (2440 mm) clear air space above unit.
3. The approximate operating weight of the unit is:

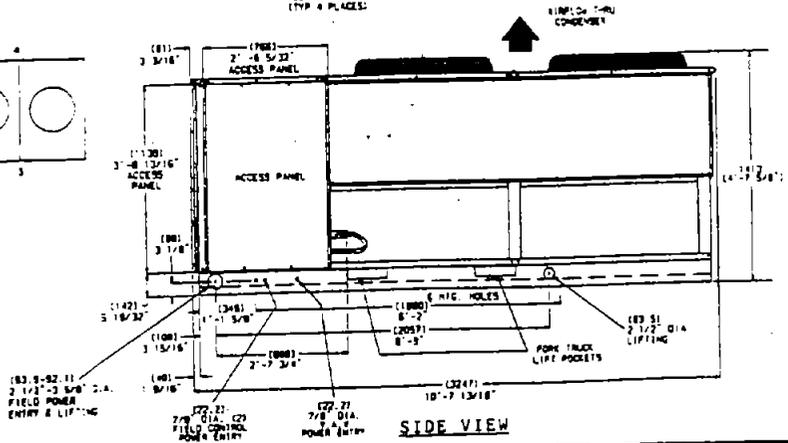
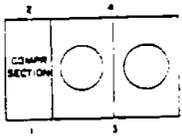
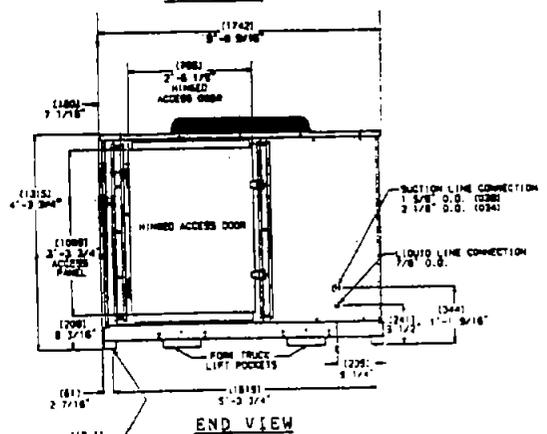
UNIT	WEIGHT (lb)	WEIGHT (kg)
38AKS		
028	1850	740
028C	1804	815
034	1803	815
034C	2009	911

NOTE: A "C" in model number indicates unit has optional factory-installed copper-fin coil.

APPROX. OPER. WT. (lb)
 AT SUPPORT POINTS*

UNIT	1	2	3	4	TOTAL
38AKS					
028	418	625	242	364	1650
034	459	675	272	399	1803

*Standard copper tube aluminum-fin coil.



TITUS[®] Perforated Ceiling Diffusers • Description

**Perforated
 Ceiling Diffusers
 Star Pattern**

Steel Models:

PSS • Flush Face

PSS-DF • Drop Face

Aluminum Model:

PSS-AA • Flush Face

TITUS Series PSS perforated star diffusers generate a high induction air pattern that maximizes throw.

• PSS diffusers deliver a horizontal blanket of air that adheres to the ceiling even at varying volumes. An excellent choice for VAV systems.

• Deflector is mounted directly under the neck of the diffuser to generate the long-throw star pattern.

• Discharge direction can be field adjusted with no increase in pressure drop or sound level.

• Available with either side blow or corner blow. Side blow maximizes throw. Corner blow maximizes wall surface coverage in a perimeter installation.

• Can be changed to either side blow or corner blow in the field.

• Vertical air pattern can be obtained by turning all deflector blades inward.

• Round neck with deep collar for easy connection to flexible duct.

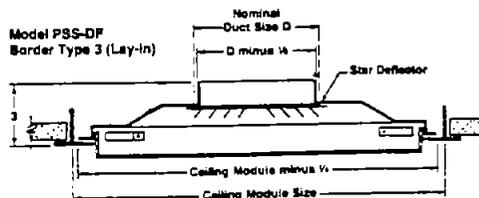
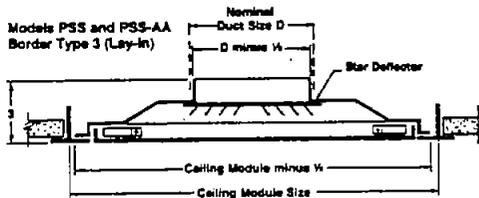
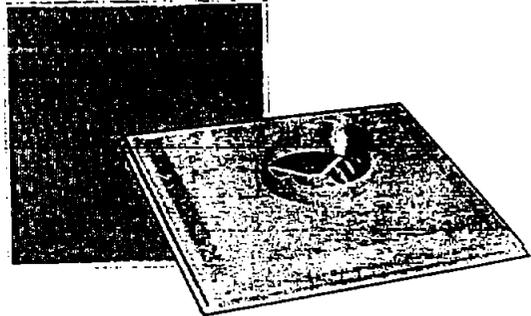
• Perforated face is hinged to allow access to the star deflector. A capner (where included) is adjustable after removal of the star deflector.

• Perforated face has 3/16" holes on 1/4" staggered centers.

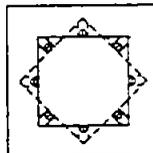
• Material: Heavy gauge steel back-pan; steel or aluminum perforated face, according to the model selected.

Standard Finish:

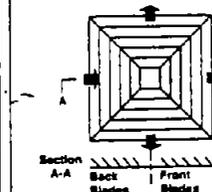
#25 White.



Field Adjustments



Pattern can be changed from side blow to corner blow and vice versa by removing 4 screws, rotating deflector 45 degrees and replacing screws.



Back blades can be redirected to produce directional adjustment pattern as shown above.

TITUS Perforated Ceiling Diffusers • Description

Border Types

In addition to Border Type 3 (lay-in), as dimensioned on the preceding page, Series PSS diffusers are also available in border types to fit the various ceiling systems shown here.

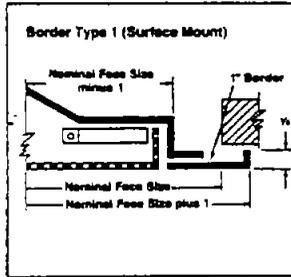
- All of these border types can be furnished with both the 12" x 12" and 24" x 24" face or ceiling module size.
- The table below indicates the round and square neck sizes that can be selected.

Available Sizes

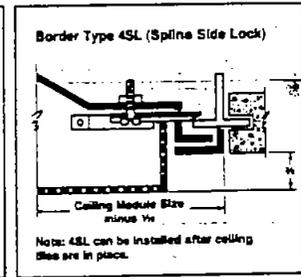
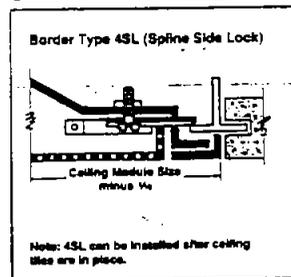
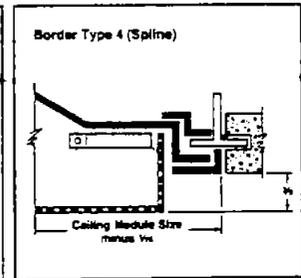
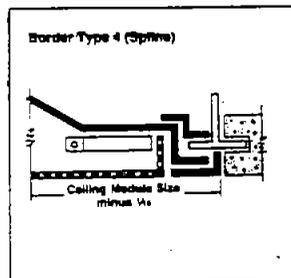
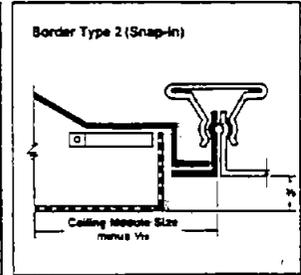
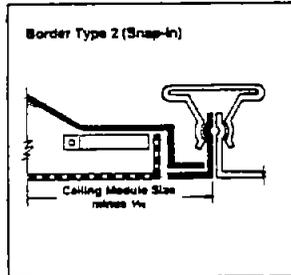
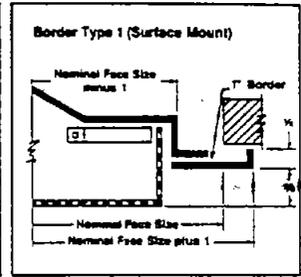
Nominal Duct Size D	Face or Ceiling Module Size	
	12 x 12	24 x 24
6 x 6	●	●
8 x 8		●
10 x 10		●
12 x 12		●
6" Dia.	●	●
8" Dia.		●
10" Dia.		●
12" Dia.		●
14" Dia.		●
16" Dia.		●

● indicates available combination

Models PSS, PSS-AA



Model PSS-DF



TITUS Variable Volume Terminal Units & Controls

Electrically Controlled Units — Pressure Dependent

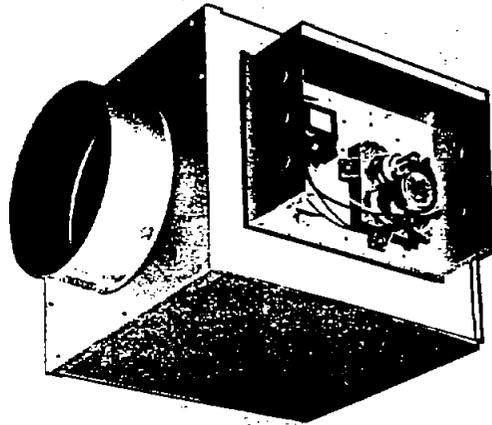
Model EESV-1000

In this model the operation is entirely pressure dependent, as shown in the curves on page G7.

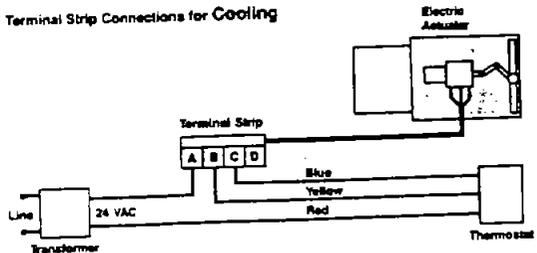
The TITUS® electronic velocity sensor and the electronic controller/actuator are omitted in Model EESV-1000. A terminal strip is provided for connecting the 24 VAC power supply and the electric room thermostat directly to the electric damper actuator in the terminal unit. Both the terminal strip and the actuator are enclosed in a ventilated steel control box.

Model EESV-1000 is used in applications where neither pressure independence nor regulated maximum or minimum cfm is required. An example is a variable volume air supply or exhaust in which the duct pressure is held constant by other controls.

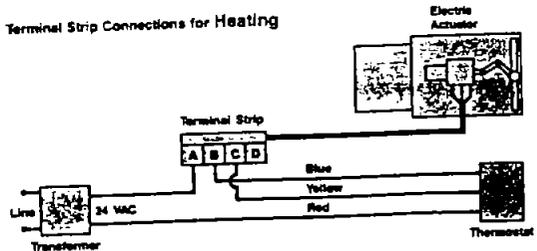
An optional end switch can be furnished with the electric damper actuator to energize an auxiliary device such as a two-position water valve.



Terminal Strip Connections for Cooling



Terminal Strip Connections for Heating



Thermostats / Sensors



Questions? Call our
Customer Service Team
(414) 274-5300, or our
Application Engineering
Group (414) 274-5308.

237

T80 Series Proportional Thermostat



T80

Description:

These thermostats have a vapor-tight temperature sensing element for maximum sensitivity. Temperature increases cause liquid to turn to vapor which causes a positive expansion of the bellows type sensing element. The bellows displacement is then directly used to position precision-wound potentiometers through a lever mechanism.

The output may be 135 or 1000 ohms depending on the model. A sturdy steel cover provides maximum protection of the wiper mechanism.

Features:

- new attractive styling blends into any decor while still maintaining durable steel construction
- adjustable throttling range modes provide an in-place throttling range selection
- large, coded, screw-type terminals for simplified field installation
- screwdriver face setpoint adjustment through top of thermostat cover eliminates knobs or levers on outside of control and tends to keep unauthorized personnel from tampering with the setting

Applications:

These wall thermostats position M100 Series Motor Actuators for the control of air dampers, valves, and other devices in heating, air conditioning, and cooling applications. They also control series proportional sequences for staging of heating, cooling, or combination heating/cooling.

To Order:

Specify the catalog number from the selection chart below.

Selection Chart T80 Series Proportional Thermostat

Catalog Number	Throttling Range °F		Output Signal	Control Mode	Scale
	Fixed	Adjustable			
T80ABA-1	-	3.8 F	135 ohms	One potentiometer	60-80 F
T80ABA-4	3 F	-	135 ohms	One potentiometer	60-80 F
T80ABA-19	-	3.8 F	1000 ohms	One potentiometer	60-80 F
T80ACA-1	-	3.8 F	135 ohms	Two potentiometers in sequence	60-80 F
T80ADA-1	-	4.10 F	135 ohms	Two potentiometers in sequence	60-90 F

Specifications	
Cover	240 in. (6 mm) steel with baked-on epoxy enamel finish. Facesplate are dark brown and light brown with aluminum numbers and gradations. 4 #6 head screws supplied as standard.
Electrical Rating	Low voltage only. 135 ohm potentiometers have a low watt capacity.
Scale Range	Adjustable from 60 to 80 F (15 to 25 C).
Shipping Weight	1.3 lbs. (0.59 kg)
Throttling Range	Fixed or adjustable.

T91 Series Room Temperature Sensor



T91

Description:

This solid state thermistor sensor detects temperature changes in a room or similar space. Use with a Series T93 Electronic Controller to position an R053-S353 sequencer or an M100 Series Motor Actuator.

Series T91 Sensors may be used directly with Series M100Q Motor Actuators.

Features:

- highly sensitive thermistor sensing element
- fast response
- integral "Fan" and "System" switch options
- vertical or horizontal mounting
- three types of adjusters—external knob, concealed knob, or provisions for remote setpoint
- easy to install and wire
- separable mounting plate with screws saves installation time

Applications:

Room or space temperature sensing to position sequencers or actuators for heating and/or cooling systems.

To Order:

Specify the catalog number in the selection chart below.

Selection Chart T91 Series Room Temperature Sensor

Product Name	Range °F	Adjustable	Switches	
			Fan	System
T91BAA-1	40-90 (5-32)	No	Remote	-
T91BBA-1	40-90 (5-32)	No	Concealed	-
T91BCA-1	40-90 (5-32)	Yes	Knob	-
T91BCC-1	40-90 (5-32)	Yes	Knob	Auto-on Heat-off cool
T91BCC-1	40-90 (5-32)	Yes	Knob	Auto-on Auto-off

* Supplied with vertical facesplate installed.

Specifications	
Ambient Temperature	-40 to 140 F (-40 to 60 C)
Facesplate	050 in. (1.27 mm) cold rolled steel with dichromate dye finish
Cover	325 sq. in. (64 mm) cold rolled steel. Baked on "brassy silver" finish. Facesplate is aluminum with dark brown and light brown finish. Letters and markings are anodized aluminum surface.
Electrical Rating for Switches	5 amps at 24 VAC
Wiring Connections	4 in. No. 18 color coded wire leads

▲ Universal Replacement
★ Non-Stock Item, Built to Order.

CONCLUSIONES

Conclusiones

El realizar un proyecto de ingeniería en aire acondicionado para edificios de oficinas ó en la industria, intervienen en el muchos ingenieros con experiencia en el ramo con conocimientos teóricos y prácticos para realizar este tipo de trabajos así también se requiere de como saber administrar los tiempos (horas hombre) que se asignan a la especialidad del aire acondicionado para llevar acabo la ejecución de los trabajos.

En las compañías de ingeniería de diseño y proyectos es básico saber interpretar el comportamiento de las temperaturas de bulbo seco y bulbo húmedo así como las humedades relativas y especificas que intervienen en la carta psicrométrica. Es practica común realizar una grafica de la carta psicrométrica con los valores de las temperaturas de las condiciones exteriores e interiores del lugar a acondicionar con el fin de obtener el valor de la temperatura de inyección del aire a la salida del serpentín de enfriamiento de la unidad acondicionadora y de esta forma los ingenieros sabrán el valor de la temperatura de inyección que en algunos catálogos de equipos marcan como parte de la especificación de la unidad acondicionadora, para con ello poder hacer una buena selección del equipo.

Entre la formación del ingeniero de diseño son básicos los conocimientos adquiridos durante el trayecto de la carrera ya que es una fuente importante de teoría que le ayudara a reforzar sus conocimientos durante la practica en algún calculo térmico ampliando su visión a la solución de problemas constructivos de proyectos, para entender que la teoría es sumamente básica en la realización de proyectos, estos conocimientos teóricos por decir algunos se refieren a tener bien claro que es un calor latente, calor sensible, valores de equivalencias en áreas, volúmenes, pesos, toneladas de refrigeración, uso de programas de computación, interpretar las diferentes escalas para medir longitudes en planos, conocimientos de transferencia de calor, ciclo de refrigeración, calculo de valores de conductividad térmica en materiales etc. que son conocimientos básicos para la práctica de esta disciplina de la ingeniería mecánica.

A través de la practica el ingeniero de diseño aprende a calcular los coeficientes de transmisión en muros, techos y ventanas de una manera mas rápida y sencilla ya que estos elementos se forman de diferentes materiales con valores de conductividad térmica diferentes. Otro método para realizar estos cálculos es con la ayuda del software para calculo de cargas térmicas.

Dentro de su formación el ingeniero de diseño en relación a los sistemas de ingeniería aprende a diseñar ductos, realiza el balance de los flujos de aire que corresponde a cada área ó zona del proyecto, selecciona equipos, controles y accesorios que lo llevaran a formar dicho proyecto. Así mismo también aprende a

calcular flujos de aire por exfiltración, infiltración, presión positiva para cuartos limpios etc.

Así también el ingeniero de diseño aprende a trabajar en sistemas de ventilación como es el calcular flujos de aire para extracciones de olores en baños ó inyecciones de aire limpio, aprende también sistemas de enfriamiento evaporativo así como selección de ventiladores axiales ó centrifugos, cuantificación de lamina para ductos y muchos conceptos mas, todo esto a través del tiempo de su formación.

Todos estos conocimientos son soportados prácticamente por ASHRAE (American Society of Heating and Air-Conditioning Engineers) como regla general ya que de ella se desprenden todos los conocimientos acerca del aire acondicionado a nivel nacional e internacional, así también de ella se derivan otras compañías que se dedican al estudio del aire acondicionado, tal es el caso de Carrier Corporation ó en el caso de la ventilación que se fundamenta en el manual Industrial Ventilation.

Muchas compañías como: ICA, TRIPLE I, TRIBASA , GLG por mencionar algunas se encuentran en constante actualización tanto en información técnica de los últimos modelos de vanguardia en aire acondicionado y controles automatizados así como de herramientas de informática tales como programas para estudios térmicos capaces de obtener exactitud en calculo todo esto con el fin de eficientar sus trabajos de ingeniería de diseño tanto en tiempo como en calidad.

Con el tratado del libre comercio se a permitido la participación en nuestro país de compañías de ingeniería de nivel internacional y con ello los proyectos llamados "llave en mano " el cual, consiste en realizar los proyectos con los requerimientos de certificación y calidad que exige la norma ISO-9002 realizando los proyectos en un menor tiempo de ejecución, tanto para la construcción de instalaciones de aire acondicionado como para todas las ramas de la ingeniería que se dedican a la construcción.

La información recabada en este trabajo de tesis y el trabajar en el objetivo del sistema de volumen de aire variable en sistemas de aire acondicionado en una de sus formas, es con la intención de que se demuestre que este tipo de sistemas son mucho mas eficientes que los sistemas tradicionales de aire acondicionado (volumen constante), se ha demostrado que el instalar controles automáticos al sistema de aire acondicionado eficiente su funcionalidad y presenta una optimización en ahorro de energía eléctrica considerable, ya que únicamente utiliza lo necesario, la manera de operar de los controles automáticos con que cuenta el Sistema de Volumen de Aire Variable viene a funcionar de una forma armónica ó secuencial llevando paso a paso las funciones del sistema de aire acondicionado sin mayores problemas.

Decimos que trabaja de una manera armónica porque es un sistema que opera en secuencia, cuando una de sus variables es alterada, el sistema deja de funcionar ó inicia su funcionamiento por pasos.

Nuestro sistema opera tal y como funcionan los edificios inteligentes los cuales cuentan con sistemas de control integral para hacer funcionar los sistemas de comunicación, iluminación, aire acondicionado, elevadores, redes de voz y datos, sistemas contra incendio y circuito cerrado de televisión, todos estos controlados por diversos softwares instalados en un cuarto de control.

En nuestro sistema funcionara de manera similar ya que el control del aire acondicionado y la iluminación estaban en constante secuencia operacional mediante controles que se activaran cada vez que exista presencia ó ausencia de personal dentro de las áreas de trabajo. Estos controles son los que permitirán tener un ahorro de energía en el sistema haciendo que dicho ahorro se incremente de tal forma que en determinado tiempo se tenga una recuperación de la inversión misma.

Tal es el caso de los automóviles modernos donde el consumo de combustible es controlado por un software que controla las funciones operacionales del motor haciendo que el consumo del combustible sea menor en comparación al consumo de un automóvil de carburador, así de la misma manera pasa con los sistemas de aire acondicionado automatizados donde el consumo de energía es mínimo produciendo un ahorro de energía eléctrica y con el tiempo este ahorro dará como resultado que el sistema de aire acondicionado se pague por si mismo en un tiempo determinado, convenciendo al cliente que el invertir en sistemas sofisticados de este tipo conlleva a recuperar su inversión a un determinado plazo y posteriormente un ahorro continuo.

Asi como en este trabajo de tesis donde lo importante es el ahorrar energía eléctrica, así de la misma forma pueden existir otros sistemas ó instalaciones eléctricas ya sea de fuerza como es el caso de los transformadores, plantas de emergencia etc. en donde se utilizan factores de potencia y de los cuales se puede obtener un ahorro considerable de energía ó en sistemas de iluminación publica donde se pueden desarrollar accesorios que controlen el suministro de energía eléctrica de una forma mas razonable ó mediante timers (relojes) que controlen los horarios de iluminación. Aunque falta mucho por hacer se considera viable a futuro que los diferentes tipos de sistemas automatizados pueden ahorrar cantidades considerables de energía y que de una forma u otra esto reflejaría un ahorro económico en el patrimonio de un país.

BIBLIOGRAFIA

Bibliografía

Burgess H. Jennings y R. Lewis Samuel, Aire Acondicionado y Refrigeración editorial Continental S.A. CECSA , 4ª edición 1976.

Rudoy William y F. Cuba Joseph, Cooling and Heating Load Calculation Manual, Prepared by the American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers, Inc.

Baumeister Theodore, A. Avallone Eugene y Baumeister III Theodore, Marks Manual del Ingeniero Mecánico, McGRAW – HILL., Octava Edición (Segunda Edición en español).

JOHNSON CONTROLS HVAC / Refrigeration Controls Catalog., Edition number 6.

Catalogo de Accesorios para Aire Acondicionado TITUS.

ASHRAE POCKET GUIDE for Air Conditioning Heating Ventilation Refrigeration (SI Edition).

INNES S.A de C.V BARBER COLMAN Catalogo de Accesorios para Aire Acondicionado.

Loren Cook Company Engineering Guide for Fan and Blower Applications.

Van Horne James C., Administración Financiera, Editorial PHH Prentice may., Séptima edición.