



300617

UNIVERSIDAD LA SALLE

ESCUELA DE INGENIERIA
INCORPORADA A LA U.N.A.M.

10
2ej

"SISTEMAS DE VOLUMEN DE AIRE
VARIABLE"

TESIS PROFESIONAL

QUE PARA OBTENER EL TITULO DE
INGENIERO MECANICO ELECTRICISTA
AREA MECANICA
P R E S E N T A :
HERNAN FERNANDO CALVO ALCANTARA

ASESOR DE TESIS: ING. JOSE ALFREDO HEREDIA NAVARRO

MEXICO, D. F.

TESIS CON
FALLA DE ORIGEN

1992



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 está 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.

I N D I C E

INTRODUCCION

6

CAPITULO I SISTEMAS TODO AIRE

I.1. SISTEMAS DE VOLUMEN DE AIRE CONSTANTE.	8
I.1.1. CONTRASTES ENTRE LOS SISTEMAS DE VOLUMEN DE AIRE.	
I.2. EQUIPO DE VOLUMEN DE AIRE VARIABLE.	11
I.2.1. CORTADOR DE FLUJO EN V.A.V.	
I.2.2. SISTEMA DE BY-PASS EN V.A.V.	
I.3. SISTEMAS DE VOLUMEN DE AIRE VARIABLE.	15
I.4. TIPOS DE VOLUMEN DE AIRE VARIABLE.	16
I.4.1. VOLUMEN VARIABLE.	
I.4.2. INDUCCION DE V.A.V.	
I.4.3. V.A.V. RECALENTADO.	
I.4.4. INDUCCION DE V.A.V. RECALENTADO.	
I.4.5. DUCTO DOBLE DE V.A.V.	

CAPITULO II DESCRIPCION DEL SISTEMA.

II.1. VOLUMEN DE AIRE VARIABLE.	27
II.1.1. CARACTERISTICAS.	
II.1.2. VENTAJAS.	
II.2. V.A.V. CON PERIMETRO DE RADIACION.	28
II.2.2. VENTAJAS.	
II.2.3. DESVENTAJAS.	

II.3. V.A.V. CON V.A.C. EN EL PERIMETRO.	29
II.3.2. VENTAJAS.	
II.3.3. DESVENTAJAS.	
II.4. V.A.V. CON AUMENTO DE FLUJO EN EL PERIMETRO.	30
II.4.2. VENTAJAS.	
II.4.3. DESVENTAJAS.	
II.5. PERIMETRO CON V.A.V. RECALENTADO.	30
II.5.2. VENTAJAS.	
II.5.3. DESVENTAJAS.	
II.6. V.A.V. CON PERIMETRO DE DUCTO DOBLE.	31
II.6.2. VENTAJAS.	
II.6.3. DESVENTAJAS.	
II.7. V.A.V. CON DUCTO DOBLE.	32
II.7.1. CARACTERISTICAS.	

CAPITULO III

AHORRO DE ENERGIA

III.1. MODULACION EN VENTILADORES.	35
III.1.1. CURVA DE POTENCIA DEL VENTILADOR.	
III.1.2. CURVA DEL SISTEMA DE V.A.V.	
III.1.3. CONTROL ESTATICO DEL VENTILADOR.	
III.1.3.1. CONTROL EN LAS ALETAS DE ENTRADA.	
III.1.3.2. CONTROL DE VELOCIDAD DEL VENTILADOR.	
III.1.3.2.1. CON INVERTOR ALTERNATIVO.	
III.2. LOCALIZACION DEL SENSOR DE PRESION ESTATICA.	38
III.2.1. LECTURA DE TODAS LAS CAJAS.	
III.2.2. LECTURA DE CUALQUIER CAIDA DE PRESION.	
III.2.3. ACCESORIOS MINIMOS ENTRE EL VENTILADOR Y EL SENSOR.	
III.2.4. EVITAR LINEAS DE CONTROL LARGAS.	

III.3. VENTILADORES PARA INYECCION DE AIRE.	40
III.4. VENTILADORES PARA RETORNO Y EXTRACCION.	41
III.5. COMPORTAMIENTO DEL MOTOR.	41
III.6. CONTROL DE LOS ALABES DE ENTRADA.	41

CAPITULO IV APLICACIONES EN GENERAL Y EDIFICIOS

IV.1. APLICACIONES EN GENERAL.	43
IV.2. APLICACIONES EN EDIFICIOS.	44
IV.3. SEGUN EL USO DEL AREA.	45
IV.3.1. CON CAUDAL DE AIRE CONSTANTE.	
IV.3.2. CON CAUDAL DE AIRE MINIMO.	
IV.3.3. CON CAUDAL DE AIRE MAXIMO.	
IV.3.4. PARA EVITAR SOBRE-ENFRIAMIENTO.	
IV.3.5. EN BASE AL CONTROL DE HUMEDAD.	
IV.3.6. PARA CAUDAL DE AIRE EXTERIOR.	

CAPITULO V DISEÑO DEL SISTEMA

V.1. DISEÑO EN BASE AL VOLUMEN CONSTANTE.	48
V.1.1. CALCULO DE CARGA DE REFRIGERACION.	
V.1.2. CALCULO DE LA CARGA DEL AIRE ACONDICIONADO.	
V.1.2.1. CONDICIONES INTERIORES DE DISEÑO.	
V.1.2.2. CARGA TERMICA SENSIBLE DE LOS LOCALES.	
V.1.2.3. CARGA SOLAR.	
V.1.2.4. CARGA DEL ALUMBRADO.	
V.1.2.5. CARGA POR OCUPANTES.	

V.1.2.6. CARGAS MISCELANEAS.	
V.1.2.6.1. TEMPERATURA DEL SERPENTIN, FACTOR DE BY-PASS E INCREMENTO DE TEMPERATURA DEL DESHUMECTADOR.	
V.1.2.7. CAUDAL DE AIRE EN LOS LOCALES.	
V.1.2.8. CALCULO DE VENTILACION.	
V.1.2.9. CONTROL DE HUMEDAD.	
V.1.2.10. DIVERSIDAD.	
V.1.2.11. CARGA DE EQUIPO Y CARGA TOTAL.	
V.1.2.12. CALCULO DE CARGA DE CALEFACCION.	
V.1.2.13. CALEFACCION SUPLEMENTARIA.	
V.2. SELECCION Y TRAZADO DE TERMINALES.	58
V.2.1. NIVEL DE RUIDO.	
V.2.2. SELECCION DE CAMARA DE PLENO.	
V.2.3. COMPONENTES DE LOS CONTROLES Y COMBINACIONES.	
V.3. DISEÑO EN TIPOS DE V.A.V.	61
V.3.1. PERIMETRO DE RADIACION.	
V.3.2. VENTILADORES EN UNIDADES DE V.A.V.	
V.3.3. V.A.V. CON RECALENTAMIENTO.	
V.3.4. V.A.V. CON DUCTO DOBLE.	

CAPITULO VI

ELABORACION DE DUCTOS.

VI.1. AIRE DE SUMINISTRO.	64
VI.2. DUCTO REDONDO CONTRA DUCTO RECTANGULAR.	66
VI.2.1. IGUALDAD DE FRICCION.	
VI.2.2. RECUPERACION ESTATICA.	
VI.2.3. EFICIENCIA DE LAS UNIONES.	
VI.3. REGLAS BASICAS EN EL DISEÑO DE DUCTOS.	73
VI.4. ACCESORIOS EN DUCTOS DE ALTA VELOCIDAD.	74

VI.5. AIRE DE RETORNO.	75
VI.6. AIRE DE EXTRACCION.	75

CAPITULO VII

SELECCION DEL EQUIPO

VII.1. RECOMENDACIONES PARA SELECCION Y TAMAÑO DE COMPUERTAS.	76
VII.1.1. SELECCION CON IMPULSOR DEL VENTILADOR DESACTIVADO.	
VII.1.2. SELECCION DE COMPUERTA USANDO IMPULSOR DEL VENTILADOR.	
VII.2. SELECCION DE EQUIPOS.	77
VII.2.1. CLIMATIZADOR CENTRAL.	
VII.2.2. VENTILADORES.	
VII.2.3. DESHUMECTADOR.	
VII.2.4. REFRIGERACION.	
VII.2.5. PRECALENTADORES.	
VII.2.6. TORRES DE ENFRIAMIENTO.	
VII.2.6.1. DE CIRCUITO ABIERTO.	
VII.2.6.2. DE CIRCUITO CERRADO.	
VII.3. CLIMATIZADOR CENTRAL EN DUCTO DOBLE.	83

CONCLUSIONES	85
--------------	----

NOMENCLATURA	87
--------------	----

BIBLIOGRAFIA	89
--------------	----

INTRODUCCION

Los sistemas de aire acondicionado se diferencian unos de otros por la forma de obtener el enfriamiento o la calefacción del espacio que van a proveer de confort. En la mayoría de los sistemas el efecto térmico que recibe el aire es radiante; los tipos básicos de acondicionamiento de aire son:

EXPANSION DIRECTA.
SISTEMAS TODO-AGUA.
SISTEMAS AIRE-AGUA.
BOMBA DE CALOR.
SISTEMAS TODO-AIRE.

Si se tiene una unidad autónoma con todos los elementos necesarios para dar enfriamiento en el área a acondicionar o cercana a esta, se le denomina sistema refrigerante directo o de expansión directa. La calefacción se puede incluir dentro de esta unidad o se puede colocar por separado.

Cuando es necesario enfriar desde una fuente alejada los equipos de aire acondicionado, y se emplea agua fría o salmuera en lugar de refrigerante, tenemos que el agua debe ser conducida a través de serpentines en la unidad central. Los sistemas que tienen este funcionamiento se les conoce como sistemas todo-agua.

Los sistemas aire-agua están constituidos de tal manera que los equipos de refrigeración y los de tratamiento de aire están fuera del área a acondicionar; el aire tanto de enfriamiento como de calefacción se ven afectados por el aire impulsado, además de que la carga máxima se da en las unidades de inducción y serpentines por donde circula el agua, ya sea caliente o fría.

Si al sistema de refrigeración se le adapta para generar calor sin necesidad de añadirle una caldera, se convierte en una bomba de calor.

Cuando la unidad de tratamiento de aire está alejada del espacio que se acondiciona y de manera central, lo único que llega al local es aire, el cual circula por una red de ductos y que se puede usar como enfriamiento o calefacción, entonces tenemos un sistema conocido como sistema todo-aire.

Los sistemas todo-aire se dividen en dos grupos: que son los sistemas de Volumen de Aire Constante, los cuales proveen un flujo de aire fijo a diferentes temperaturas y los de Volumen de Aire Variable que acondicionan de manera que el flujo de aire varía según los requerimientos del área, pero siempre manteniendo la misma temperatura; este trabajo de tesis se enfoca a lo que son los Sistemas de Volumen de Aire Variable.

Estos sistemas de Volumen de Aire Variable (V.A.V.), tienen como finalidad la conservación de la energía, y se pueden emplear en los lugares donde se acondiciona con sistemas todo-aire. Son mas eficientes que cualquier otro sistema de Volumen de Aire Constante (V.A.C.).

Los sistemas V.A.V., tienen sus inicios en la década de los años 60's , a partir de los sistemas que utilizaban el calor generado por los equipos de iluminación y que era atrapado en el pleno.

C A P I T U L O I

SISTEMAS TODO AIRE.

Los sistemas todo aire poseen un solo conducto de inyección y varias salidas. Se utilizan en áreas que requieren condiciones constantes de volumen de aire, sin ser exigentes en temperatura y humedad como en tiendas, oficinas y fábricas.

Se dividen en SISTEMAS DE VOLUMEN DE AIRE CONSTANTE Y SISTEMAS DE VOLUMEN DE AIRE VARIABLE. Los de volumen de aire constante pueden ser por control de refrigeración, por control de compuerta y by-pass y por control por recalentamiento del aire. Los de volumen variable son con recalentamiento, con inducción y doble ducto.

Las características por lo que son preferidos estos sistemas es por: SENCILLEZ: Todos los sistemas son sencillos y simples en instalación, manejo de equipos y diseño.

COSTO INICIAL BAJO: por sus características de diseño implican un costo bajo a la adquisición comparandolos con otros sistemas de control independientes.

SILENCIOSOS Y CENTRALIZADOS: Al estar estos equipos en un solo cuarto de máquinas se obtienen reducciones de costo por mantenimiento y se evitan ruidos al edificio.

El volumen de aire variable es la forma de aprovechar el aire acondicionado en donde se tiene una variación de volumen de aire manteniendo siempre una temperatura constante.

I.1. SISTEMAS DE VOLUMEN DE AIRE CONSTANTE.

La manera de conocer mejor un V.A.V., es comparándolo con un Sistema de Volumen de Aire Constante, en el que se maneja variable la temperatura de inyección, en tanto en los Sistemas de Volumen Variable la temperatura se mantiene

constante para reducir las cargas de enfriamiento con lo que también se obtiene un ahorro de energía eficientando así el sistema.

Este sistema se usa generalmente en edificios medianos y pequeños con varios locales, en lugares con alta carga latente como escuelas, laboratorios y hoteles, también se usa en hospitales, apartamentos y oficinas.

Se adiciona al aire de toma exterior un serpentín de precalentamiento para poder balancear las cargas por diferencias de temperatura entre el aire interior y el aire exterior, el aire es distribuido a baja velocidad y se recomienda usarlo en áreas con cargas relativamente estables y donde la necesidad de ventilación sea mínima.

El ventilador suministra aire constante en volumen al espacio a acondicionar con cierta temperatura, la cual se controla a través de un termostato que transmite una señal al serpentín de enfriamiento haciendo variar la temperatura de inyección, esto produce cargas por enfriamiento, teniendo por tanto pérdidas en el diseño.

Este sistema se puede controlar a través de un solo termostato, se utiliza solo en algunos edificios donde se requieren temperaturas de enfriamiento similares. En otro tipo de edificios donde existen varias áreas o zonas de enfriamiento, es recomendable usar sistemas de Volumen de Aire Variable.

Una manera de diseñar los requerimientos de enfriamiento en algunas áreas con Volumen de Aire Constante es la inyección con recalentamiento o un sistema mixto donde se mezcla el aire frío con aire caliente según la temperatura requerida y las cargas por enfriamiento. Cualquier medio de calentamiento en la inyección debe considerar las cargas así como el espacio, para poder balancearlas.

La energía total que utilizan estos sistemas se incrementa con la caída de presión.

Se observa por tanto que al recalentar o mezclar el aire se minimizan parte de las cargas en la inyección del aire, el control de temperatura provoca ineficiencias en el ahorro de energía por lo que el sistema se usa en casos especiales.

La siguiente ecuación describe el desempeño de un sistema a Volumen Constante.

$$CFM = \frac{\text{PERDIDAS SENSIBLES EN EL AREA (BTU/HR)}}{1.085 (T. INT. - T. INV.)}$$

EJEMPLO:

Supongamos pérdidas en el área por 50,000 BTU/HR.

temperatura interior de 78 F y una temperatura de inyección de 55 F.

$$CFM = \frac{50,000}{(1.085)(78-55)} = 2000 \text{ CFM}$$

Con lo que se tiene una inyección de 2000 CFM a una temperatura de 55 F

En tanto que para obtener la temperatura de inyección se despeja la fórmula y se obtiene:

$$\text{TEMP. DE INYECCION} = \text{TEMP. INTERIOR [F]} - \frac{\text{PERDIDAS SENSIBLES}}{1.085 * CFM}$$

Si la carga aumenta la temperatura de inyección disminuye y el flujo se mantiene constante. Pero si lo que se busca es que la temperatura de inyección se mantenga constante, entonces se tiene un sistema de Volumen de Aire Variable, ya que el flujo varía y aumenta en proporción directa con la carga.

Los sistemas V.A.V. son ahorrrativos ya que reducen la energía de refrigeración debido a que mantienen una temperatura constante, también por ello se reduce la energía del ventilador precisamente por el cambio de flujo que conlleva a una disminución de r.p.m. en el motor del ventilador y por tanto de potencia.

Otra característica de los sistemas V.A.V. es que la inyección se maneja de manera individual por medio de un termostato para cada terminal proviendo varios espacios con los mismos requerimientos de enfriamiento.

I.1.1 CONTRASTE ENTRE LOS SISTEMAS DE VOLUMEN DE AIRE.

Con respecto a la carga de operación tenemos que los sistemas V.A.C., mantienen la energía del ventilador constante, además de ahorrar energía de refrigeración. En tanto que los V.A.V. ahorran energía en el ventilador, ahorran energía de refrigeración y provee eficientemente varias áreas.

Se observa que el V.A.V. es el más eficiente de los dos ya que provee de aire más áreas y zonas que un sistema de Volumen Constante.

I.2. EQUIPO DE VOLUMEN DE AIRE VARIABLE.

Existen tres métodos para modular el flujo de aire de manera individual: * Uno es con el uso de fuelles provisto con juntas de expansión, en los que el control de flujo se alcanza

con la variación de inflado que presentan los fuelles, con lo que el aire se modula por el área que queda entre las juntas de expansión y los fuelles.

* Otro método es através de compuertas controladas por métodos eléctricos, neumáticos u operadores de fuerza.

* El último método es por medio de variadores de flujo, el cual se lleva a cabo por medio de válvulas de modulación de aire, las cuales contienen algún tipo de amortiguador en la salida de aire.

Los sistemas de Volumen de Aire Variable se dividen en dos grupos según su funcionamiento que son:

CORTADOR DE FLUJO
BY - PASS

I.2.1. CORTADOR DE FLUJO EN VOLUMEN DE AIRE VARIABLE.

El sistema de cortador de flujo utiliza una válvula de aire, la cual es capaz de modular desde un flujo totalmente abierto (inyección al máximo) el cual tiene un máximo de carga, hasta un flujo cerrado (inyección obstruida) donde no existen cargas.

Este sistema se usa debido a que la inyección proporcionada por el ventilador es directamente proporcional a la carga.

La capacidad de refrigeración se controla a través del cierre de la compuerta frontal cuando desciende la temperatura, con lo que se obtiene una disminución de carga en el deshumectador.

Los sistemas de recalentamiento añaden calor para neutralizar la carga de refrigeración y obtener un mejor control sobre la temperatura y humedad del local.

Para mantener constante la humedad se requiere tener la temperatura de punto de rocío constante (en humedad), ya que

durante las diferentes horas del día debido a las cargas sensibles y el calor latente la humedad disminuye.

El arreglo típico que se presenta en las unidades de control de V.A.V. es donde se recibe aire a través de la válvula del mismo y se distribuye por medio de ductos flexibles, una variante de este sistema es que también se logra colocando directamente el difusor a la unidad de control, y se utiliza cuando las limitaciones de espacio lo requieren.

En las unidades de control con recalentamiento se ensambla entre la unidad de control y la zona de distribución un medio que provee calor, el cual puede ser una resistencia eléctrica o un serpentín de agua caliente.

La finalidad del recalentamiento, es controlar y reducir al mínimo las cargas producidas por enfriamiento.

Otro tipo de cortador de paso de V.A.V. es el ducto doble, que se logra por medio de una unidad de control al que se conectan los ductos flexibles anteriormente a un difusor o por una unidad de control con difusor, a la que como su nombre lo indica se conecta directamente en la unidad de control.

Este tipo de unidades tiene dos válvulas de aire, con una se controla el aire frío y con la otra el aire caliente, el aire de mezcla se ajusta para mantener el movimiento del aire al mínimo cuando se cambia de enfriamiento a calentamiento o viceversa. El ahorro máximo de energía se obtiene cuando una válvula se cierra antes de que la otra se abra.

El último diseño es colocar un ventilador en paralelo con el sistema V.A.V., en este sistema se combinan los conceptos de cortador de paso a Volumen Variable con el empuje de las cargas a través del movimiento del aire de retorno el cual se recircula.

I.2.2. SISTEMA DE BY-PASS EN VOLUMEN VARIABLE.

Otra forma de compensar las variaciones de carga, es reduciendo la cantidad de aire enfriado, manteniendo el flujo de inyección constante (incluyendo el aire recirculado), esto se logra con un by-pass que es una variable de los sistemas V.A.C.

Al usar métodos de bypaseo se mejoran las condiciones de espacio, la temperatura se vuelve más constante, pero la humedad todavía sufre cambios.

El sistema de by-pass en el V.A.V. se realiza calculando el tamaño del ducto a by-pasear en función de las necesidades de aire y el balance de cargas en el espacio.

Para lograr el efecto de by-pass, en la válvula de aire se incluye una ranura para tener la fuga de aire deseada. Su funcionamiento es similar a la válvula de cortador de flujo, pero en este sistema el amortiguador se desplaza a través del cilindro de la válvula, este movimiento es simultaneo con la reducción de inyección cuando varía el flujo, es decir, cuando se requiere aire a otra zona.

Su forma de actuar es que al reducirse las cargas, se disminuye el flujo y la puerta se desplaza a la dirección con menor carga, con lo que tiende a cerrarse proviendo de menos aire a la zona a acondicionar, con lo que se modula la inyección y el flujo de aire se by-pasea. El aire del by-pass se utiliza para incrementar el flujo de aire de suministro.

Desde del punto de vista del ventilador se puede decir que el sistema de by-pass es un componente del V.A.C.

Las unidades de by-pass cuentan con unidades de control para distribuir el aire y difusores lineales para inyectar aire a las zonas requeridas.

En este tipo de unidades de control, también podemos colocar entre las cajas de control y el difusor manguera flexible o prescindir de esta colocando directamente el difusor a la caja.

En los difusores lineales de techo hay ocasiones en que se presenta el EFECTO COANDA, el cual se genera cuando la distribución del aire se produce a alta velocidad creando una caída de presión baja en el área a acondicionar.

I.3. VOLUMEN DE AIRE VARIABLE.

Los sistemas V.A.V. son un tipo de recalentamiento, con la variante de que el deshumectador se dimensiona para la carga máxima y que los recalentadores se aplican en las salidas de aire.

Para que este sistema sea efectivo, es necesario que al variar el volumen de aire no exista condensación en las salidas de aire, evitar el ruido en ductos y rejillas por medio de cálculos adecuados y tener una esperada recirculación de aire.

Cuando se inyecta aire al volumen mínimo se crea un efecto de chimenea debido a que la corriente de aire no es completa . Se usa en áreas interiores ya que en las exteriores se toma en cuenta la radiación solar y no puede compensar esos cambios de carga.

Los cálculos para refrigeración y calefacción se hacen para cada zona, para que en refrigeración se obtenga la temperatura de punto de rocío ideal y en la calefacción compensar las pérdidas por transmisión e infiltración.

Al suministrar aire debemos tomar en cuenta el caudal de aire deshumidificado para mantener una adecuada recirculación de aire en la zona.

El caudal de aire deshumidificado se obtiene con la siguiente fórmula:

$$\frac{QSH_{MAX} \text{ (KCAL/HR)}}{0.29 (1-BF) * (T_H - T_{PR}) \text{ (C)}} \longrightarrow 1$$

$$\frac{\sum QSH_{MAX}}{0.29 (1-BF) * (T_H - T_{PR})} \longrightarrow 2$$

$$\frac{QSH_{MAX. \text{ DEL CONJUNTO}}}{0.29 (1-BF) * (T_H - T_{PR})} \longrightarrow 3$$

Para diseñar los ductos de inyección se utiliza el método de recuperación estática (por velocidad del ducto a la caja y por fricción de la caja al difusor). Se deben considerar válvulas y compuertas. Para el aire de retorno se diseña por el método de igualdad de pérdidas por rozamiento (por fricción).

I.4.TIPOS DE VOLUMEN DE AIRE VARIABLE.

I.4.1. VOLUMEN VARIABLE.

Este sistema provee los requerimientos necesarios para acondicionar un área manteniendola a temperatura agradable. El calor periférico es cedido por otros medios como un zócalo

(zoclo) de radiación, el cual contiene una resistencia eléctrica controlada por un termostato desde el área exterior, o por medio de un perímetro separado del sistema el cual funciona por medio de agua o aire caliente para neutralizar las pérdidas a través de paredes.

El volumen de aire variable compensa los cambios de carga provocados por las variaciones del volumen en el aire de inyección a través de un ducto simple y por eso se le denomina autobalanceable.

En áreas interiores las cargas de aire acondicionado las constituyen la gente, la iluminación y los equipos.

En zonas exteriores además de las cargas interiores, se debe tomar en cuenta la carga ocasionada por transmisión solar a través de paredes y ventanas, que pueden ser ganancia o pérdida dependiendo de la temperatura ambiente.

La carga por transmisión solar, es directamente proporcional a la diferencia de temperatura entre el interior del local y el medio ambiente. Esta carga es de aire acondicionado, si la temperatura ambiente es mayor que la temperatura del local, y es de calefacción cuando la temperatura ambiente es menor que la del local.

El número de termostatos requeridos para tener un aire fresco, es directamente proporcional a la carga, que depende de la cantidad de aire y los cambios del mismo en las zonas interiores, los cuales son despreciables y los cambios en las zonas exteriores que pueden ser grandes o pequeños según la radiación solar.

Generalmente se requieren de 0.4 a 0.6 CFM/ft² de aire a 55°F en las zonas interiores que tienen una iluminación de 3 a 4 WATTS/ft² y una persona por cada 75 a 100 ft² de área, en tanto que en las zonas exteriores se necesitan de 2.5 a 3.0

CFM/ft² o incluso mas dependiendo del tipo de construcción, orientación, ventanas, etc.

Un sistema de volumen de aire variable es capaz de manejar los cambios de carga (luz, gente, equipo y asoleamiento) debido a que posee terminales diseñadas para cerrar el flujo de aire; es decir, amortiguadores (compuertas).

El funcionamiento es tal que la unidad terminal de V.A.V. recibe aire frío deshumidificado a temperatura constante y ajusta el flujo de aire a suministrar en proporción a la carga, manteniendo así una temperatura constante. Se requieren a la vez atenuadores de ruido debido a alta presión y velocidad del sistema. Cabe destacar que las rejillas y difusores comunes no tienen la capacidad de operar un V.A.V., debido a la amplia fluctuación de volumen y las variables de presión requeridas.

El difusor se coloca en el techo para tener una mejor recirculación de aire y se auxilia con los medios perimetrales para mantener una temperatura casi uniforme.

I.4.2. INDUCCION DE VOLUMEN DE AIRE VARIABLE.

La terminal de V.A.V. consiste en una entrada de aire, una cámara plena con aislamiento acústico, un regulador de volumen, el cual mantiene el flujo del aire a diferentes presiones, se ajusta para neutralizar la carga máxima y se obtiene con esto condiciones mas favorables para cargas ligeras, se requiere también de una compuerta y un difusor de descarga que se coloca en el techo, y un termostato para controlar el V.A.V. de suministro.

El sistema de distribución (desde el suministro en el ventilador, hasta la terminal de V.A.V.), es un sistema de mediana velocidad y mediana presión, pero en instalaciones grandes se requieren altas velocidades en el ducto principal debido a las limitaciones de espacio.

En zonas exteriores los amortiguadores (compuertas) se cierran para dar paso al aire primario (frío), al decrecer las cargas se reduce la cantidad de aire frío y se abren las compuertas para tener un aire relativamente constante.

Si la reducción de aire primario decrece hasta un 50%, la inyección del aire disminuye, pero el porcentaje de inducción aumenta en relación a la reducción de aire primario.

En zonas interiores de bajo requerimiento de CFM, la inducción a través de las compuertas varía de 0.8 a 1.1 CFM/ft².

Las ventajas de la inducción de V.A.V. sobre el V.A.V. convencional son:

Mejor distribución del aire en la zona, así como una minimización de pérdidas a través del difusor.

Mayor cantidad de aire a mayor temperatura con un mínimo de cargas.

Los cambios de volumen de cargas máximas a mínimas son menores, debido a que se eliminan vueltas en los recorridos.

La inducción de V.A.V. es recomendable debido a que es lo último en confort y ahorro de energía.

I.4.3. VOLUMEN VARIABLE RECALENTADO.

Es una modificación del sistema unizona, la palabra recalentamiento implica la aplicación de calor por medio de un proceso secundario.

Se adiciona un serpentín de agua caliente o resistencia eléctrica en la terminal de V.A.V. o en el ducto de inyección, esto siempre y cuando la temperatura exterior esta por debajo de 60 a 65°F., es un sistema simple y produce pocas pérdidas; otra manera de arreglo aunque más sofisticada es diseñar ductos de

alta presión y reductores de presión, lo que permite balancear el sistema.

Este sistema se usa ya que minimiza el flujo de aire mediante adecuados cambios de aire. La cantidad máxima de inyección de aire se reduce entre un 50 y 60% sobre el límite de diseño, además de no existir radiación perimetral.

Las necesidades de recalentamiento llegan a incrementar las toneladas de refrigeración de diseño; los vidrios, paredes, techo, clima, costo inicial y las consideraciones arquitectónicas nos indican el tipo de volumen variable a usar.

Se usa en las áreas periféricas del edificio que así lo requieran y sirve para neutralizar las pérdidas de calor por transmisión a través de paredes, vidrios y techo.

Las terminales están diseñadas para ser colocadas en el ducto primario o secundario dependiendo las condiciones de espacio.

I.4.4. INDUCCION DE VOLUMEN VARIABLE RECALENTADO.

Las resistencias eléctricas se colocan en el ducto de inyección teniendo con esto pérdidas por flujo mínimas.

En tanto que los serpentines de agua caliente se colocan en las terminales, con lo que se tienen pérdidas mínimas, ya que si se colocan en el ducto ofrecen mucha resistencia al flujo de aire, teniendo pérdidas considerables provocando reducción en la capacidad de inducción.

La inducción de volumen variable requiere menos recalentamiento que el volumen variable recalentado debido a que el aire a inducir se recalienta inicialmente, lo que concluye que se requieren menos toneladas de refrigeración, menos

ventiladores en el aire primario, ventiladores mas pequeños y ductos mas cortos, por lo que se reduce el costo inicial al tener menos ducteria y con ello menos mano de obra y el costo de operación bajan considerablemente.

1.4.5. DUCTO DOBLE DE VOLUMEN DE AIRE VARIABLE.

Es un sistema de recalentamiento que nos permite tener aire caliente y aire frío durante todas las épocas del año, funciona a través de un ducto primario y dos ductos secundarios. El ducto primario divide el flujo de aire según los requerimientos, en uno de aire frío y otro de aire caliente teniendo así dos sistemas en uno, es un sistema de alta presión debido a las altas velocidades que maneja.

El sistema de aire primario funciona como un sistema de volumen constante y temperatura variable, la temperatura del aire de suministro se ajusta en función de la temperatura exterior para neutralizar las cargas.

Se utiliza en zonas donde la carga de calor sensible es variable como son escuelas, hospitales, hoteles, apartamentos, etc. Con la ventaja de que si esta bien proyectado el sistema se compensan las cargas.

El sistema se puede arreglar de tres maneras:

- *El serpentín de aire frío se puede desviar para dirigirlo al ducto de aire caliente, con esto se tiene un aumento de humedad relativa; como se esta aplicando en verano, el costo por funcionamiento aumenta.

- *Se coloca un serpentín de pre-enfriamiento en el aire exterior para enfriarlo y deshumectarlo, con lo que se evita desviar el aire exterior por el ducto de aire caliente.

- *El aire total se deshumecta antes de ser calentado para su inyección, con lo que el deshumectador y el ventilador se distribuyen para aire soplado. Este arreglo funciona como un arreglo típico de recalentamiento y es

utilizado cuando se deben cubrir ciertos requerimientos de humedad.

También se pueden hacer arreglos con los aparatos a razón de las necesidades a satisfacer.

*Se puede utilizar todo el aire exterior para proveer de enfriamiento en las estaciones intermedias.

*Se utiliza un ventilador de aire de retorno que se omite en sistemas pequeños y de aire extraído para eliminar el exceso de aire hasta el exterior y retornar aire al aparato central de manera equilibrada con un máximo de aire exterior.

*Es conveniente filtrar el aire de suministro.

*Se puede recalentar el mínimo aire de ventilación.

*La capacidad de humedad la determina el aparato.

No es necesario tener un control preciso de humedad en verano, pero la humedad debe estar entre un 45-55 % de humedad relativa por razones de confort y economía.

En tanto que en invierno el margen es de entre un 10-30 % para evitar condensación.

Este sistema se puede proyectar para manejar velocidades de aire altas o medias cuidando tener la mínima caída de presión y ruido en los ductos.

El volumen máximo de CFM, se reduce de entre un 50 y 60%. Los cambios se dan con un juego de válvulas, ya que la válvula de aire caliente se abre para que la de aire frío se cierre. Se obtiene la temperatura ideal cuando la válvula de aire frío se cierra completamente.

Una de las mayores desventajas es la sobrepresión en el ducto de aire caliente cuando solo se requiere aire frío. Las cargas se minimizan de acuerdo a la disminución de aire frío.

La finalidad del doble ducto es:

*Proporcionar el flujo de aire caliente y frío en forma equilibrada mediante el control del termostato.

*Mezclar el aire frío y caliente e inyectarlo sin tener problemas por el ruido.

*Tener un volumen de aire constante en la descarga con presiones estáticas variables.

Las terminales son muy variadas ya que se pueden colocar bajo la ventana, lateralmente con la pared, o en el techo.

El flujo de aire frío al 100% se emplea para contrarrestar las cargas por calor sensible y calor latente, en tanto que el aire caliente solo sirve para mantener constante el volumen de aire cuando no se proporciona aire frío. Para mantener el mismo se emplea un hidrostato de aire de retorno el cual eleva la temperatura cuando la humedad relativa aumenta, otro método es manteniendo constante la temperatura del aire caliente por encima de la temperatura de la zona.

Se deben tener en cuenta para el diseño del sistema las cargas por calefacción, ventilación y refrigeración. Con la carga máxima se determina el punto de rocío.

Al poner en este sistema un by-pass, se debe de considerar:

Presión variable detrás de la compuerta .

Compensación interna de flujo.

Diferencia de temperaturas entre los flujos.

Tipo de unidad terminal.

El caudal de aire por zona se obtiene con la fórmula:

$$Q_z = \frac{QSEH}{0.29 (T_{H. \text{ VERANO}} - T_{\text{AIRE SUMINISTRO}})}$$

$T_{\text{AIRE SUM.}}$ = PUNTO DE ROCIO + GANANCIA DE CALOR HASTA LA TERMINAL.

En tanto que para el aire exterior:

$$Q_{AE} = \frac{\text{PERDIDA DE CALOR}}{0.29 (T_{\text{AIRE CALIENTE}} - T_{\text{H. INV. EN INVIERNO}})}$$

Se debe dar un factor de seguridad por fugas de entre un 10 y 20% del flujo total del aire.

$$Q = \underbrace{Q_{\text{CAL}}}_{\text{AIRE CALIENTE}} + \underbrace{Q_{\text{VENT}}}_{\text{AIRE BY-PASS}} + \underbrace{Q_{\text{REFRG.}}}_{\text{AIRE FRIO}}$$

Para el aire frío se debe considerar el calor sensible de refrigeración y la carga térmica del by-pass.

$$Q_{\text{A. FRIO}} = \frac{Q_{\text{SEH}} + [Q_{\text{VENT}} * 0.29 (T_{\text{H. VER. CAL.}} - T_{\text{H. VER}})]}{0.29 (T_{\text{H. VER}} - T_{\text{P.R.}}) * (1 - \text{BF})}$$

Para el aire caliente se toma en cuenta el calor sensible por calefacción y la carga térmica del aire de by-pass.

$$Q_{\text{A. CAL.}} = \frac{\text{PERDIDA CALOR} + [Q_{\text{VENT.}} * 0.29 (T_{\text{H. INV.}} - T_{\text{A. FRIO INV.}})]}{0.29 (T_{\text{A. CAL. INV.}} - T_{\text{H. INV.}})}$$

Con el aire exterior el cual es el aire del ventilador del proyecto se calculan las compuertas de aire exterior, precalentadores y preenfriadores.

La capacidad del deshumectador se calcula:

AIRE SOPLADO

$$\text{CARGA DESHUMECTADOR} = Q_{A.FRIG} * 1.18 (h_{A.MEZCLA} - h_{PR}) * (1-BF)$$

AIRE ASPIRADO

$$\text{CARGA DESHUMECTADOR} = Q_{A.TOTAL} * 1.18 (h_{A.MEZCLA} - h_{PR}) * (1-BF)$$

A los calentadores se les adiciona un factor de seguridad de 15-25% debido a las pérdidas de calor por captación.

La carga de refrigeración se obtiene con la suma de las pérdidas en los deshumectadores e indica la carga máxima. Las máquinas de refrigeración pueden ser de pistón, absorción o centrifugas.

NOMENCLATURA CURVAS

CURVA DEL FLUJO DE AIRE.

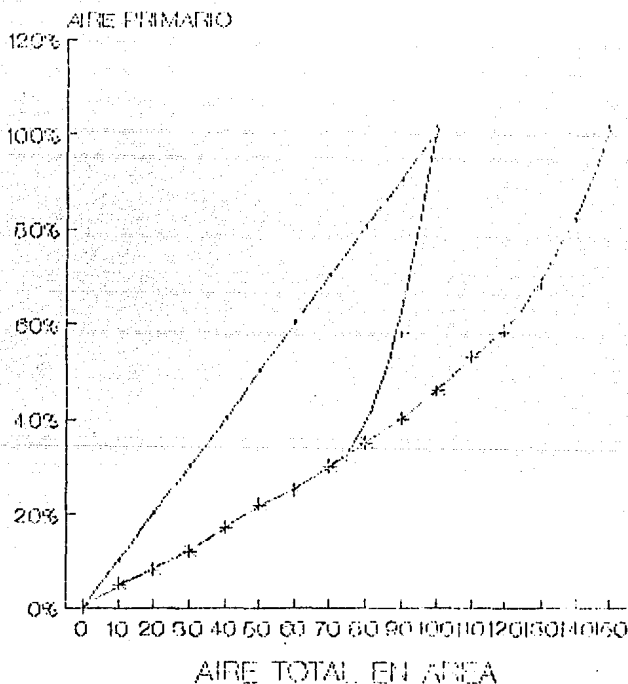
SERIE A Flujo de aire en un sistema V.A.V.

SERIE B Flujo de aire en un V.A.V. con inducción y con compuertas.

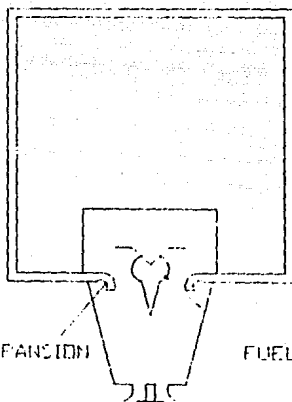
SERIE C Flujo de aire en un V.A.V. con inducción, pero sin compuertas.

CURVA FLUJO DE AIRE

V.A.V. VS V.A.V. CON INDUCCION



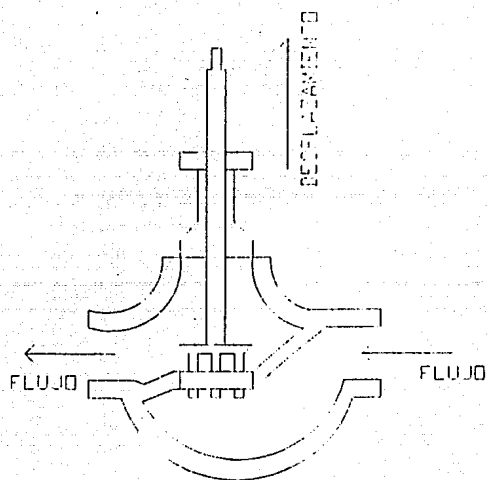
Series A Series B Series C



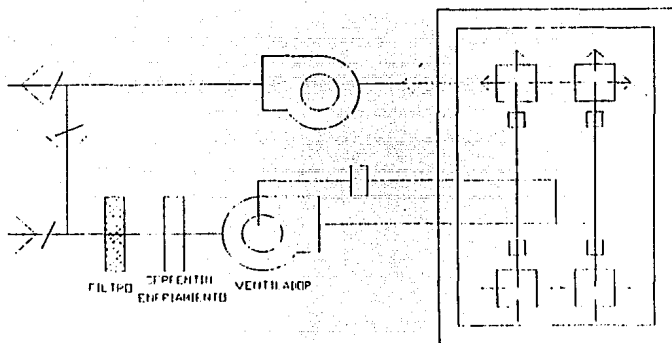
JUNTA DE EXPANSION

FUELLE

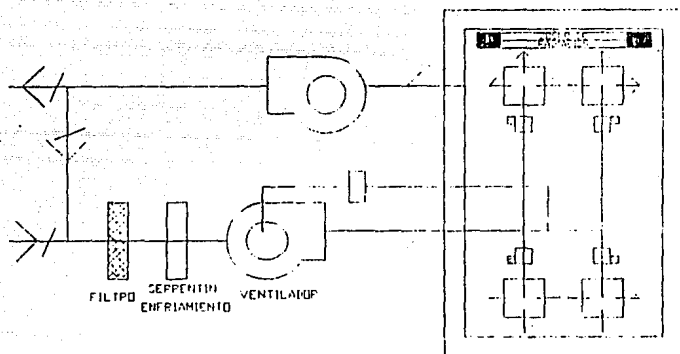
CONTROL DE FLUJO POR FUELLE



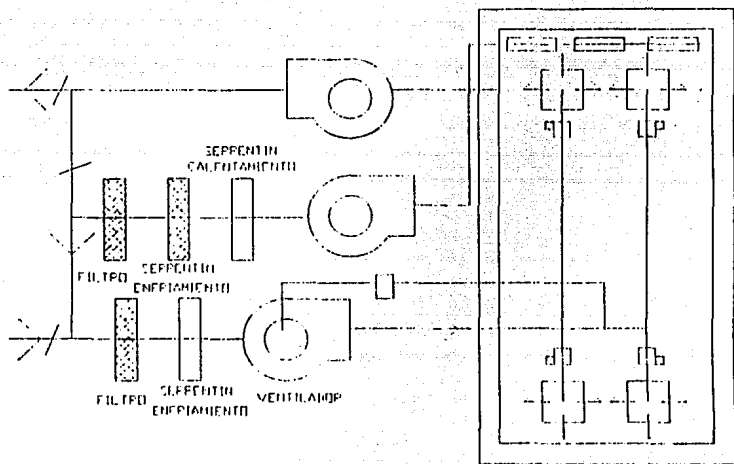
VALVULA DE AIRE



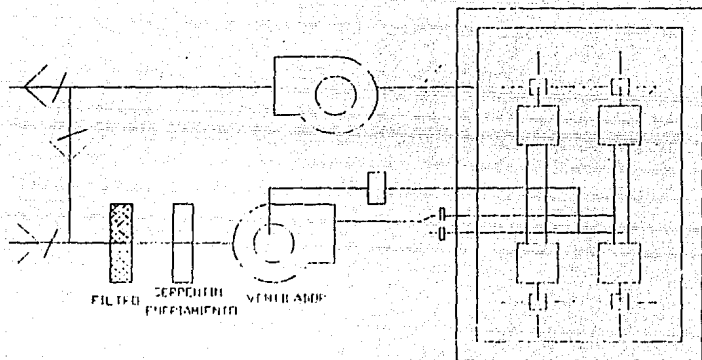
VOLUMEN VARIABLE



*INDUCCION DE
VOLUMEN VARIABLE*



*INYECCION DE
VOLUMEN VARIABLE*



*DOBLE DUCTO EN
VOLUMEN VARIABLE*

CAPITULO II

DESCRIPCION DEL SISTEMA

Los sistemas de Volumen Variable nos aportan diversos beneficios como son:

- *Control automático de temperatura independiente e individual en cada zona.

- *Se evitan las grandes zonificaciones ya que las terminales acondicionan áreas determinadas de manera independiente.

- *Debido al coeficiente de inducción, a la distribución del aire y de la existencia de lugares mas fríos aún a volúmenes reducidos, es recomendable usar temperaturas de inyección mas bajas; esto motiva a minimizar el tamaño de los ductos y el número de terminales.

- *Se mantiene al mínimo el tamaño de los equipos, los costos iniciales y el mantenimiento debido a que la capacidad de enfriamiento se mueve alrededor del edificio de acuerdo a los cambios de carga y su aprovechamiento.

- *El funcionamiento es mínimo ya que durante las cargas parciales se consume solo la potencia del ventilador y del equipo de refrigeración.

- *Las terminales se ajustan automaticamente a la carga, esto nos permite observar que el costo de operación del sistema y su rendimiento no son afectados por la capacidad en el sistema.

- *Las terminales de V.A.V. no requieren que el aire sea balanceado para trabajar satisfactoriamente, ya que la unidad contiene un regulador manual de volumen el cual se ajusta a la cantidad de aire requerida. Cuando se habla de balance nos referimos al ajuste de compuertas de aire exterior, aire de retorno y de expulsión.

- *En el local acondicionado solo requieren mantenimiento los controles de las terminales.

*Al tener centralizados los equipos, se reducen los costos de operación y mantenimiento, también minimiza costos por conexiones eléctricas, hidráulicas y drenaje.

*Como se tiene un equipo central se utilizan deshumectadores de rociado los que proveen aire mas limpio y humectación en invierno, también se utilizan filtros de alta eficiencia.

*Los equipos de refrigeración pueden ser accionados con gas, vapor o electricidad, lo que produce un costo de operación mínimo.

*El enfriamiento se puede llevar a cabo con aire exterior sin refrigeración en épocas de clima frío.

*Al ser el sistema de calefacción independiente del de aire acondicionado no se presentan problemas al cambiar de un sistema a otro.

*El Volumen de Aire Variable, se puede utilizar también con un sistema de conservación de calor.

*El nivel de ruido en el edificio es bajo, ya que el cuarto de máquinas esta alejado.

II.1 VOLUMEN DE AIRE VARIABLE

Este tipo de sistemas tienen su aplicación generalmente en zonas interiores y en lugares donde se requiere refrigeración en verano.

II.1.1. CARACTERISTICAS.

La potencia de refrigeración y la del ventilador se adaptan a la carga real de acondicionamiento del edificio, el cual esta en función del caudal de aire, y que disminuye con la carga.

En estaciones intermedias el aire exterior se puede utilizar para tener una refrigeración libre en la zona.

Para cambiar el funcionamiento del equipo durante las estaciones de invierno y verano, sólo es necesario parar o poner en marcha manualmente el sistema de refrigeración.

II.1.2. VENTAJAS.

Como cada zona se maneja y controla de manera independiente se requieren pocos componentes a partir del ducto principal.

Se tiene el control individual de la temperatura en el local a través de un termostato no reversible y una compuerta que regula el flujo de aire a suministrar y lo adapta a cada zona.

Comparándolo con otros sistemas de control individual el precio de adquisición es bajo, debido a que sólo requiere un tramo de ducto y un control simple en la terminal de aire.

Cuando hay diversidad de carga se pueden usar equipos mas pequeños según las condiciones de diseño.

Al tener la toma de aire exterior centralizada, las fugas ocasionadas por lluvia y viento, así como el efecto de chimenea se reducen considerablemente.

II.2. VOLUMEN DE AIRE VARIABLE CON PERIMETRO DE RECALENTAMIENTO A TRAVES DE RADIACION.

II.2.2. VENTAJAS.

Es un sistema de acondicionamiento simple y seguro.

Tienen protección contra los regresos y choques de flujo conocidos como golpe de ariete.

El control de encendido y apagado esta en función de las horas de trabajo en el local.

Se requiere unicamente un control manual y un sistema de ducto.

Es de operación económica.

El ventilador no consume energía calorífica.

En cuanto a calefacción son usados con gran demanda en las áreas exteriores, ya que tienen mas calor, pues colocados bajo las ventanas se evitan corrientes frías hacia abajo.

II.2.3. DESVENTAJAS.

Requiere cuidados en el diseño para prevenir choques entre el sistema exterior y el interior.

Los sistemas de calefacción requieren espacio en el piso.

El recalentamiento necesita adicionar al equipo un sistema de precalentado el cual ocupa un espacio dado.

Son poco usados en áreas interiores que requieren calefacción.

II.3. VOLUMEN DE AIRE VARIABLE CON VOLUMEN DE AIRE CONSTANTE EN EL AREA PERIMETRAL.

II.3.2. VENTAJAS.

No requiere espacios en el piso.

Es de fácil acceso de operación para el encendido y apagado nocturno.

Las cargas por iluminación se pueden emplear en el aire de retorno usándolas como recalentadores.

Se puede usar gas, electricidad, vapor, agua caliente como combustibles para recalentar.

Al poseer control comparativo en calefacción obtenemos conservación de energía.

II.3.3. DESVENTAJAS.

Requiere un sistema de dos ductos.

Es necesario cuidar las zonas a acondicionar para minimizar los choques entre el aire caliente y el frío de inyección.

El perímetro de Volumen de Aire Constante, no puede ahorrar energía como un sistema de Volumen Variable.

Generalmente se limita a uno o dos edificios debido al espacio requerido para los ductos de inyección y retorno.

Presenta problemas de efecto de chimenea al tener condiciones extremas de calefacción.

II.4. VOLUMEN DE AIRE VARIABLE CON UNIDADES DE AUMENTO DE FLUJO EN EL AREA PERIMETRAL.

II.4.2. VENTAJAS.

No requiere espacio en el piso.

No requiere ductos, ya que es por medio de manguera flexible conectada directamente a la unidad.

Como las unidades se colocan en el techo, se utiliza la carga de las lámparas para calefacción.

Se pueden utilizar todos los sistemas para calentar.

Las mezclas entre aire frío y caliente son mínimas.

El asoleamiento puede ser usado en las unidades de aumento de flujo.

II.4.3. DESVENTAJAS.

El cableado y la tubería se hacen para cada unidad.

Se necesitan difusores por separado para aire caliente y tibio en época de climas fríos.

Existen problemas de fugas hidráulicas.

Es necesario desenergizar las unidades en la noche para prevenir que el ventilador se ponga en operación.

Problemas de efecto de chimenea con condiciones extremas de calefacción.

II.5. PERIMETRO CON VOLUMEN DE AIRE VARIABLE RECALENTADO.

II.5.2. VENTAJAS.

Solo requiere un control de aire y un ducto.

Mínimo flujo de aire en la zona perimetral en cualquier momento.

Al ser de fácil diseño e instalación se tiene una excelente renovación de calefacción y ventilación en las unidades de Volumen Variable.

Son un método económico para proveer calefacción a las zonas donde las pérdidas de calor son mínimas.

Fácil diseño en el sistema.

No necesita espacio en el piso.

Regula el caudal de aire frío que se suministra al local en función de las cargas efectivas de aire acondicionado.

II.5.3. DESVENTAJAS.

El agua caliente de recalentamiento requiere tubería y válvulas individuales.

Al ser individual también necesita mayor cableado eléctrico.

Se presenta el efecto chimenea bajo condiciones de pérdidas de calor.

II.6. VOLUMEN DE AIRE VARIABLE CON PERIMETRO DE DOBLE DUCTO.

II.6.2. VENTAJAS.

Potencialmente ahorran mas energía que otros sistemas de Volumen de Aire Variable.

No requiere espacios en el piso.

Sencillo operador dia-noche para activar o desactivar según las horas de trabajo.

Llegan a todo el perímetro con un mínimo de controles.

Un gran porcentaje de la energía calorífica de las lámparas se utiliza para recalentamiento.

Cualquier tipo de combustible puede usarse para proveer fuentes de calor.

Se puede usar la energía del sol para auxiliar al

sistema en el recalentamiento.

II.6.3. DESVENTAJAS.

Requiere un sistema con dos ductos.

El calor es proporcionado por una caldera.

El costo inicial es alto comparandolo con un sistema de control perimetral de Volumen de Aire Constante.

Posibilidad de surgir el efecto de chimenea bajo condiciones extremas de pérdidas por calor.

II.7. VOLUMEN VARIABLE CON DOBLE DUCTO.

II.7.1. CARACTERISTICAS.

Entre las características que presentan los sistemas de ducto doble podemos mencionar:

La temperatura se controla de manera individual ya que se tiene en cualquier momento aire frío y aire caliente de forma simultánea.

Al tener cada terminal aire frío y caliente, la zonificación de la estación central se minimiza.

Los termostatos se pueden ajustar una sola vez para controlar las condiciones de temperatura todo el año.

Los sistemas de electricidad, hidráulicos y de drenaje sólo son necesarios en el aparato y en el cuarto de máquinas.

Al estar los equipos centralizados, el mantenimiento es menor y la suciedad no se transmite a todo el edificio.

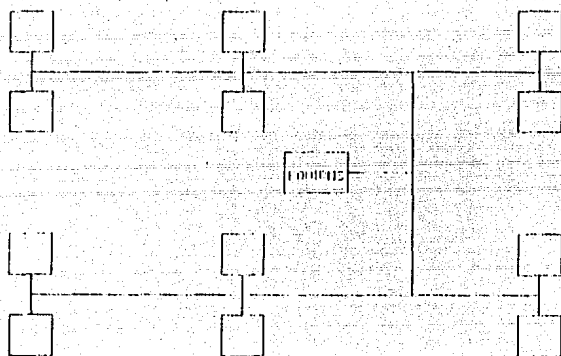
Las fugas por viento y/o lluvia, así como el efecto de chimenea son mínimos teniendo un buen diseño arquitectónico.

Si la temperatura exterior es baja el aire exterior se puede usar para refrigeración, lo que produce un ahorro en los equipos de refrigeración.

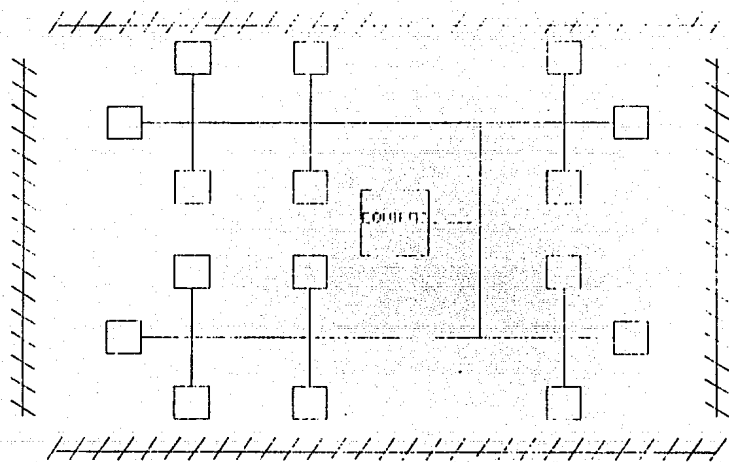
Al tener filtros en una zona central, se satisfacen requerimientos por mantenimiento y economía.

Todos los equipos giratorios como los ventiladores están alejados del local.

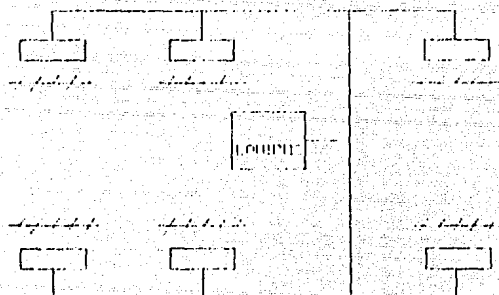
Se puede elegir una transmisión de aire a alta o mediana velocidad de acuerdo a los requerimientos económicos y constructivos.



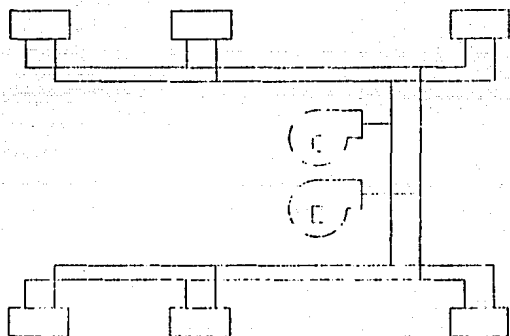
SISTEMA DE VOLUMEN DE
AIRE VARIABLE.



VOLUMEN DE AÍPE VARIABLE CON
RADIACION PERINETAL.



VOLUMEN DE AIRE VARIABLE CON RECALENTAMIENTO



SISTEMA DE VOLUMEN VARIABLE CON DUCTO DOBLE

CAPITULO III

AHORRO DE ENERGIA

Las condiciones interiores de diseño 78°F y 45% de humedad relativa, tienen la misma temperatura de rocío que 75°F y 50% de humedad relativa. El punto de rocío es menor, encontrándose aún en el área de confort.

El cambio de temperatura de bulbo seco de 75°F a 78°F y del punto de rocío de 48°F a 47°F, aumenta el diferencial de temperatura en el deshumectador a 25.2°F.

Este cambio de ΔT de 22° a 25.2°F representa una reducción del 14% en la cantidad de aire de suministro, que implica un ahorro en el tamaño del climatizador, del serpentín, en el motor del ventilador, en el tamaño de los ductos, aislamientos, etc.

Además si se utiliza un climatizador de tiro forzado, sin la sección de calefacción ni las compuertas, el calor del ventilador es absorbido por el serpentín de enfriamiento y se optimiza el diferencial de temperatura, esto reduce las pérdidas debidas al calor del ventilador y los ductos en un 10%.

Si sustituimos estos valores en la fórmula de diferencial de temperatura del deshumectador obtenemos:

$$\Delta T_{\text{DESH.}} = (78 - 47) * (1 - 0.10) * (1 - 0.04) = 26.8^{\circ}\text{F}$$

Observamos que tenemos una mejora del 21% con respecto al convencional con un ΔT de 22°F.

Con esto también se baja la temperatura de inyección, pero se mantiene constante la humedad relativa.

III. 1. MODULACION EN VENTILADORES.

Al elegir los ventiladores en los sistemas de Volumen de Aire Variable, se debe tomar en cuenta los requerimientos del área, así como los rangos de C.F.M. que se van a operar.

Se deben tomar en cuenta las curvas del ventilador las cuales son:

CURVA DEL DESEMPEÑO DEL VENTILADOR.

CURVA DE RESISTENCIA.

CURVA DEL SISTEMA V.A.V.

En la CURVA DE DESEMPEÑO DEL MOTOR, se toma el ventilador tipo centrífugo y se limita por la presión estática y su caudal, con lo que se obtiene su velocidad en revoluciones por minuto (rpm).

En la CURVA DE RESISTENCIA AL SISTEMA, se obtiene como su nombre lo indica la resistencia con respecto a la presión estática; se obtiene una serie de rangos para el flujo de aire.

Se sobrepone a la CURVA DE DESEMPEÑO DEL VENTILADOR y se obtiene un punto que nos da el tipo de ventilador y el tipo de sistema.

III.1.1. CURVA DE POTENCIA EN CABALLOS (HP) DEL VENTILADOR.

Durante la operación del sistema la resistencia del mismo se incrementa debido al cierre de las cajas de Volumen de Aire Variable, creando nuevas curvas de resistencia.

Se puede observar que al tener una inestabilidad en la operación, si aumenta la presión estática, decrece el caudal y el porcentaje de la potencia también decrece.

La modulación de los C.F.M. es ideal para poder elegir el tipo de ventilador a usar. El punto A es la curva característica que nos da la capacidad total de todos los ventiladores.

La curva también nos muestra que la potencia al freno, así como la potencia del ventilador se reducen a manera que el punto de operación del ventilador se desplaza hacia arriba.

III.1.2 CURVA DEL SISTEMA DE VOLUMEN DE VOLUMEN VARIABLE.

La curva de este sistema ilustra las demandas estáticas externas para elegir el ventilador.

El primer componente es la presión estática fija que es la necesaria para dar fuerza al sistema de V.A.V. en terminales y difusores. Este punto lo establece el regulador de presión estática en el ducto.

El segundo componente es la presión estática variable, esta es la requerida para vencer las pérdidas estáticas del sistema asociada con los ductos, filtros, serpentines, accesorios en tuberías, etc. asociados con las diversas velocidades del flujo de aire.

Sobreponiendo a la curva de V.A.V. en la curva del ventilador, obtenemos una curva de modulación del ventilador. Esta curva nos describe las características necesarias para balancear la presión estática variable en el ducto, es decir, que compensa las pérdidas variables por demanda contra la inyección proporcionada por el ventilador.

III.1.3. CONTROL ESTATICO DEL VENTILADOR.

Para lograr este balance es necesario tomar en consideración las siguientes características:

CONTROL EN LAS ALETAS DE ENTRADA.

CONTROL DE VELOCIDAD EN EL VENTILADOR.

CONTROL VARIABLE DE LA INCLINACION DE LOS ALABES.

Cada uno de estos dispositivos es operado por medio de un controlador de presión estática localizado dentro de los ductos.

La terminal de presión estática se coloca en el ducto principal a una distancia de entre $2/3$ ó $3/4$ la distancia total del ducto que es donde se pueda controlar, monitorear y corregir.

III.1.3.1. CONTROL EN LAS ALETAS DE ENTRADA.

Las aletas de entrada al ventilador tienen como finalidad modular radialmente el flujo de aire que entrará al ventilador en dirección a su rotación.

El cambio en este ángulo provoca alrededor de las aletas modulantes una disminución progresiva en la capacidad de rotación del ventilador. Esta reducción debida a la manipulación del aire, disminuye la presión estática y el consumo en caballos de potencia.

La gráfica nos muestra el comportamiento del ventilador al controlar las aletas de entrada donde las condiciones estáticas del ducto aumentan.

A través de la modulación en la posición de las aletas, el flujo (C.F.M.) y la presión estática en el ducto van disminuyendo hasta llegar a un punto de operación que es el resultado de la curva de modulación del ventilador (punto D), reestableciéndose el equilibrio estático en la sección del ducto que contiene el sensor. En este camino, el punto de operación del ventilador es controlado a través de la curva de modulación.

III.1.3.2. CONTROL DE VELOCIDAD DEL VENTILADOR.

La curva de control de velocidad es similar a la del control de las aletas del ventilador.

En este caso, el punto D corresponde a la intersección de la curva de modulación y la de la velocidad (rpm) obteniendo mediante la curva la posición de las aletas.

El ajuste en la velocidad del ventilador está comenzado a tener una gran demanda debido a que se puede reducir la velocidad, lo que representa un ahorro energético considerable.

III.1.3.2.1. CON INVERTOR ALTERNATIVO.

El inverter es un control de velocidad que se conecta al motor del ventilador, el cual recibe la señal del sensor de presión estática colocado en el ducto, como respuesta manipula el voltaje y frecuencia del motor para con esto establecer una apropiada velocidad en el motor y en el ventilador.

Finalmente, la capacidad del ventilador se manipula a través de la inclinación variable que se presenta en sus álabes.

En la gráfica, en el punto donde se intersecan la presión total y los C.F.M. nos da el ángulo de ataque que deben de tener los álabes. Esta gráfica se usa tanto para ventiladores de tipo centrífugo como de tipo axial.

III.2. LOCALIZACION DEL SENSOR DE PRESION ESTATICA.

Existen cuatro lineamientos que se deben considerar para obtener la ubicación del sensor de presión estática, para el control de los álabes del ventilador y la velocidad del motor del mismo, estos son:

EL SENSOR DEBE ESTAR LOCALIZADO DE MANERA QUE TENGA LECTURA DE TODAS LAS CAJAS DE VOLUMEN VARIABLE.

SE DEBE COLOCAR DONDE PUEDA DETECTAR CUALQUIER TIPO DE CAIDA DE PRESION POR PEQUEÑA QUE ESTA SEA.

LOCALIZAR EL SENSOR DE MANERA QUE HAYA LOS MENOS ACCESORIOS POSIBLES ENTRE ESTE Y EL VENTILADOR.

EVITAR AL MAXIMO UNA LINEA DE CONTROL LARGA ENTRE EL VENTILADOR Y EL SENSOR, LA DISTANCIA MAXIMA PERMISIBLE DEBE SER ENTRE 35 Y 50 METROS.

III.2.1 LECTURA DE TODAS LAS CAJAS.

Este lineamiento tiene su importancia en que muchas cajas pueden variar la presión de manera individual o en un caso crítico de manera conjunta, por lo que el sensor al tener lectura general toma un promedio de las presiones y toma la adecuada medida de control.

En ductos bastante largos se colocan varios sensores de presión, las señales son transmitidas a un aparato diferencial que manda los cambios de presión leídos a el control del ventilador.

III.2.2. LECTURA DE CUALQUIER CAIDA DE PRESION.

Esta lectura se requiere para percibir cualquier variación en las cajas, para poder tener manipulación en los álabes de entrada, en la regulación de la velocidad y en el ángulo de ataque de los alabes del ventilador.

Por ejemplo: con la presión estática establecemos el punto A que modula sus C.F.M. desde el punto C hasta el D, tenemos que si la presión estática se desplaza al punto B concluimos que los C.F.M. se modulan desde el punto C hasta el E.

III.2.3 ACCESORIOS MINIMOS ENTRE EL VENTILADOR Y EL SENSOR.

Observamos que al utilizar algún método de diseño de ductos parte de los parámetros los indican los accesorios que existen en los ductos.

Se tiene también que el comportamiento de los accesorios no es lineal con respecto a los cambios de volumen de aire, por lo que es recomendable minimizar los accesorios entre el ventilador y el sensor estático.

III.2.4. EVITAR LINEAS DE CONTROL LARGAS.

Al tener largas líneas de control por la diferencia de distancia, se tienen inestabilidades y registros erróneos en las condiciones de la inyección del aire.

Estas inestabilidades en el sistema se deben a las respuestas tardías que da el ventilador debido a la falta de diligencia de las señales del control hacia este.

III.3. VENTILADORES PARA INYECCION DE AIRE.

Los ventiladores centrífugos se usan en los sistemas de Volumen de Aire Variable, ya que se tienen medianas velocidades (3000 ppm) y caídas de presión medias (4 pulgadas columna de agua). Estos ventiladores deben tener una curva de rendimiento tendiente a plana en su rango de operación para evitar que la presión estática aumente innecesariamente a caudales reducidos.

Como el sistema suministra diversos caudales de aire, el ventilador se controla a través de un regulador de presión estática para evitar aumentos indeseables de presión y del ruido durante cargas parciales.

III.4. VENTILADORES PARA RETORNO Y EXTRACCION.

Estos ventiladores se utilizan en lugares donde la caída de presión es relativamente alta. Los ventiladores de retorno y extracción proveen un patron de aire constante y previenen un aumento de presión en el local, cuando el aire de extracción es descargado.

III.5. COMPORTAMIENTO DEL MOTOR.

En los sistemas de Volumen de Aire Variable, se obtienen beneficios por la reducción de los caballos en el motor del ventilador, lo que se traduce a una reducción en el consumo de energia eléctrica en kilowatt , ya que el sistema se eficienta y el factor de potencia disminuye.

En la gráfica se ilustra que el amperaje no es reflejo de los kilowatts, mientras que el factor de potencia decrece con el decremento de cargas. Hay que destacar que un motor grande se comporta mejor que un motor chico; es decir, que mientras mas grande es el motor mejor desempeño tiene.

III.6. CONTROL DE LOS ALABES DE ENTRADA.

Inicialmente, los álabes de entrada al ventilador no tenían definidas sus características en el área de eficiencia de energia. Al descubrirse su eficiencia surgió una nueva generación de álabes de entrada, estos nuevos diseños reducían las caídas de presión y por tanto los requerimientos de la potencia al freno.

El tipo de control que activa los álabes de entrada pueden ser neumáticos o eléctricos.

El sensor para los álabes se conecta a $2/3$ ó $3/4$ partes de la distancia del ducto primario, para longitudes de hasta 75 metros se coloca tubing de $1/4$ " de diámetro, con longitudes de 75 a 150 metros se usa de $3/8$ " de diámetro.

NOMENCLATURA CURVAS

CURVA DEL VENTILADOR.

SERIE A Comportamiento del ventilador.

CURVA DE RESISTENCIA.

SERIE B Resistencia del ventilador con respecto al flujo.

SELECCION PUNTO OPTIMO.

Fusión de las dos anteriores (CURVA DEL VENTILADOR Y CURVA DE RESISTENCIA) representa el punto ideal del ventilador.

LECTURA CURVA DEL VENTILADOR.

SERIE A Curva de resistencia del ventilador.

SERIE B Curva del ventilador.

SERIE C Potencia del motor al 00%

SERIE D Potencia del motor al 50%

SERIE E Potencia del motor al 100%

SERIE F

Estas dos nos representan el incremento de presión.

SERIE G

CURVA V. A. V.

SERIE A Es la curva de un sistema de V.A.V., donde en la parte mas baja de la curva tenemos una presión constante, en tanto que mientras se va incrementando la curva la presión se torna variable.

CONTROL DE ALABES.

SERIE A Posición del álabe abierto al 04%

SERIE B Posición del álabe abierto al 00%

SERIE C Posición del álabe abierto al 00%

SERIE D Posición del álabe abierto al 100%

SERIE E Curva de resistencia del ventilador.

SERIE F

Presión estática.

DESEMPEÑO DEL MOTOR.

SERIE A Línea recta de 0 a 100 funciona como guía.

SERIE B Curva de los kilovatts.

SERIE C Curva del factor de potencia.

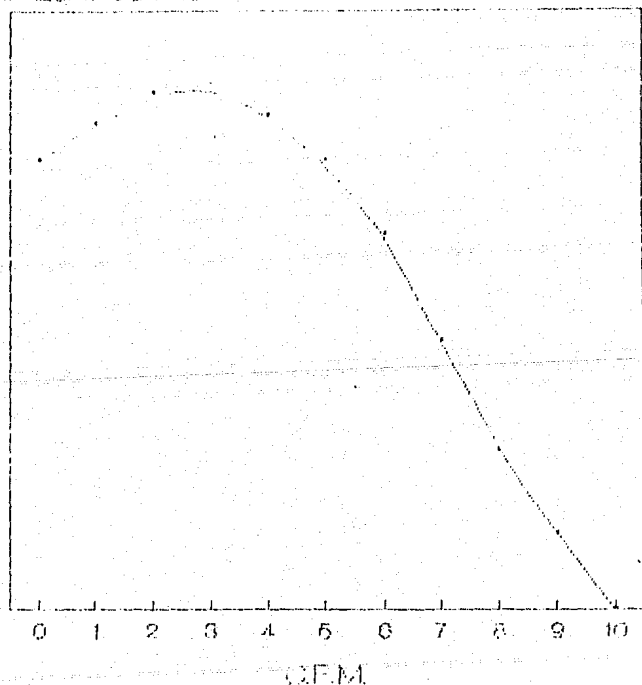
SERIE D Curva de la eficiencia.

SERIE E Curva del amperaje.

SERIE F Curva de la velocidad en r.p.m.

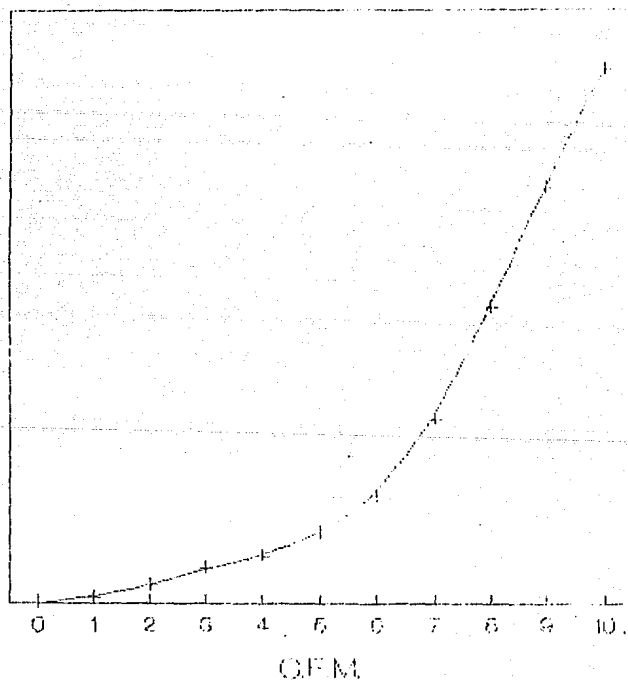
CURVA DEL VENTILADOR

PULSIO DEL STATICA



CURVA DE RESISTENCIA

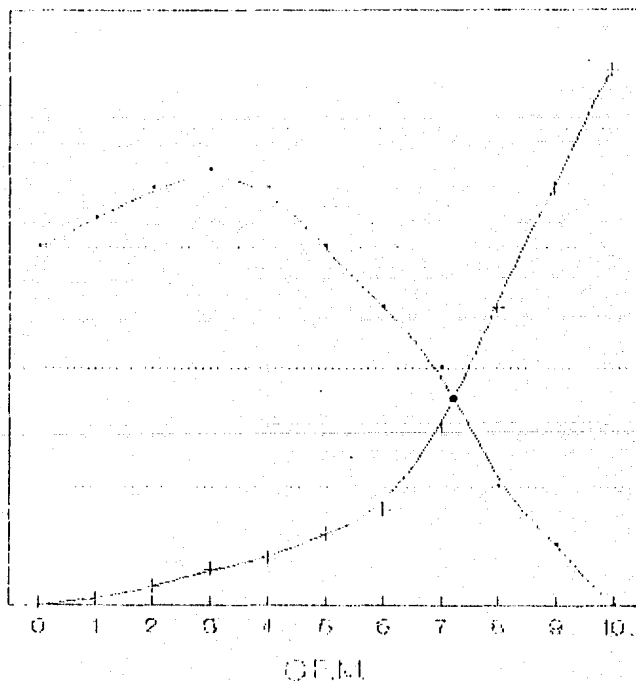
PRESSION ESTATICA



+ Series B

SELECCION PUNTO OPTIMO

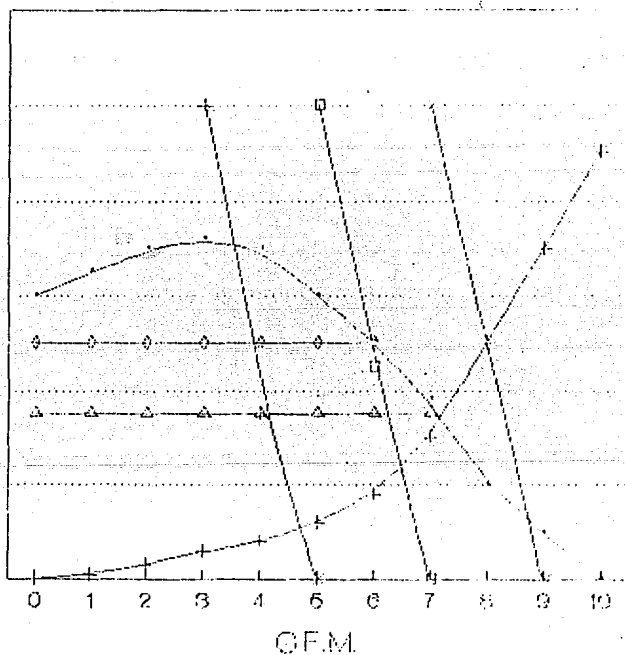
PROCESO ESTADISTICO



—●— Series A —+— Series B

LECTURA CURVA DEL VENTILADOR

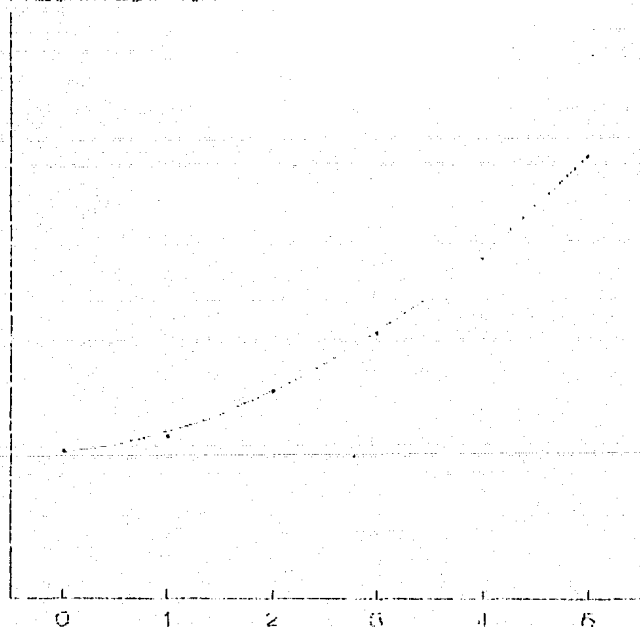
PREISION ESTADICA



Series A Series B Series C Series D
Series E Series F Series G

CURVA V.A.V.

PRESSIONE STATICA

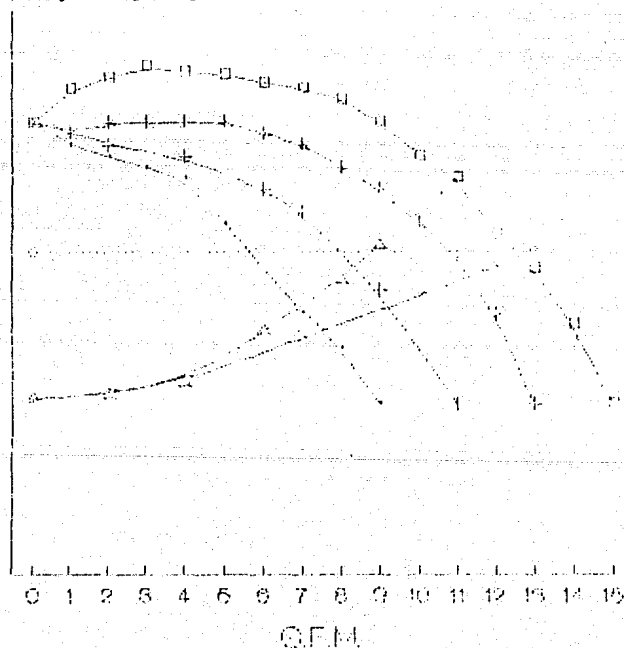


Q.F.M.

— Series A

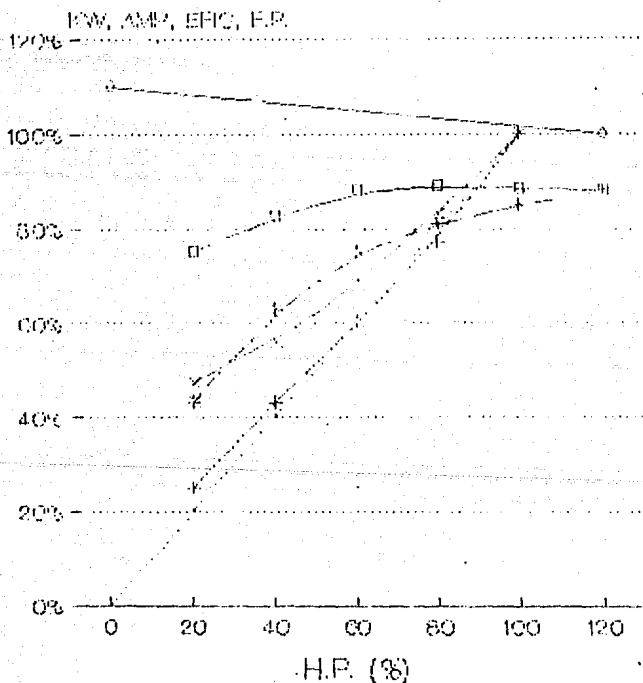
CONTROL DE ALABES

PRECION ESTATICA

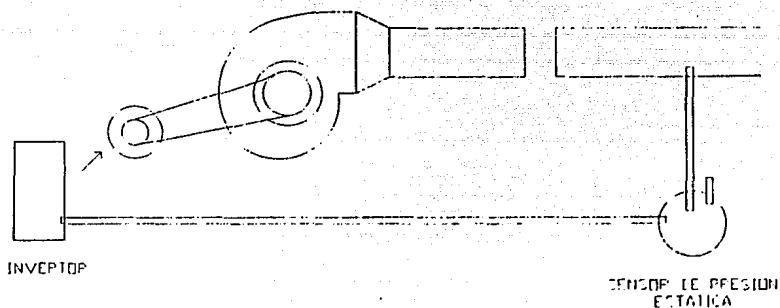


Series A Series B Series C Series D
Series E Series F Series G

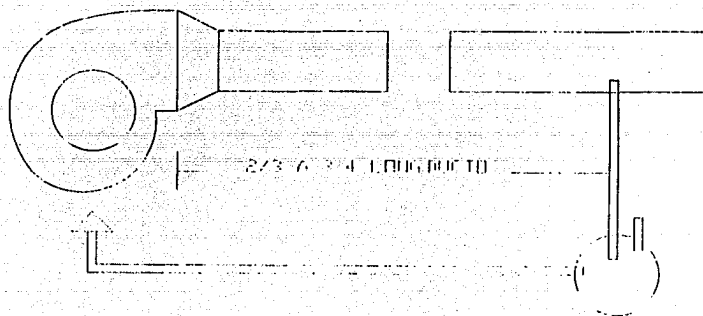
DESEMPENO DEL MOTOR



Series A + Series B x Series C □ Series D
 Series E ○ Series F



APAREJO DEL VENTILADOR
CON INVERTOR AL MOTOR



LOCALIZATION DEL CENTRO
DE PERFORACIÓN

CAPITULO IV

APLICACIONES EN GENERAL Y EN EDIFICIOS.

Los sistemas de Volumen de Aire Variable, tienen su aplicación en la mayoría de los edificios en los que se pueden emplear los sistemas todo-aire.

Tienen una gran demanda en áreas interiores en edificios con uno o varios pisos con múltiples ambientes, los cuales requieren aire acondicionado en las áreas ocupadas.

También se emplea en áreas exteriores y/o perimetrales de estos edificios, al combinarse adecuadamente con un sistema de calefacción.

IV.1. APLICACIONES EN GENERAL

Los sistemas de Volumen de Aire Variable tienen su mayor aplicación en lugares donde se requiere un control individual de temperatura como son oficinas y escuelas, aunque claro también se utiliza en departamentos, centros comerciales, bibliotecas, museos, hospitales, laboratorios, industrias, etc.

Por la variedad de estos sistemas se pueden emplear en cualquier lugar. Estos sistemas proveen de 1 a 2.5 C.F.M. por cada pie cuadrado en áreas exteriores, con esto se mantiene una temperatura de 75°F en bulbo seco y una humedad relativa del 50%.

El tamaño, la forma y la orientación del edificio influyen en la selección del climatizador, ductos y equipos de refrigeración en los sistemas de Volumen de Aire Variable.

En instalaciones pequeñas o donde la mayor parte del aire es suministrado a zonas interiores, el factor de diversidad es

mínimo y el climatizador tiene una capacidad de 90 a 95% de la capacidad total de las terminales.

En tanto que en instalaciones mayores o donde se suministra aire tanto a zonas interiores como a zonas perimetrales, el factor de diversidad se puede aumentar de manera que el climatizador solo tendra la capacidad total de las terminales.

IV.2. APLICACIONES EN EDIFICIOS.

Cuando se tienen edificios con bastante número de personas estos se encuentran dentro de la clasificación de aplicaciones en general, en tanto que si se trata de una o poca gente se colocan en esta clasificación que es la de aplicación en edificios. Estas áreas generalmente tienen climatizadores independientes ya que colocar un solo climatizador central y encenderlo para solo proveer algunas áreas es contraproducente a nivel económico.

Estos climatizadores independientes nos permiten su funcionamiento a diferentes horas; diferentes proporciones de aire exterior y de retorno; diferentes temperaturas de entrada y salida, neutralizando de una manera eficiente y económica las cargas de aire acondicionado.

Existen varios arreglos que se pueden emplear como por ejemplo:

*Se tiene unicamente aire acondicionado, el cual llega a las terminales de Volumen de Aire VAríable, mientras que la calefacción se proporciona a partir de una resistencia eléctrica colocada en la parte baja del local, generalmente bajo las ventanas.

*Otra manera, es por medio de un sistema de ducto doble con el que se proveé de aire caliente y frío en cualquier momento y como se indico se mantiene la temperatura a través de un sistema

de válvulas, donde una se abre hasta que la otra se cierra previniendo y combinando las funciones de calefacción y enfriamiento.

*Otra variante del ducto doble es colocando cajas de mezcla para poder tener la temperatura requerida en cualquier momento.

Estos sistemas ahorran energía cuando se mezcla aire frío y caliente, y se utilizan dos ventiladores, uno para el enfriamiento y el otro para la calefacción del aire.

En invierno, se ilustra que los dos ventiladores tienen un ducto común que es el retorno, el cual viene a una temperatura de 75°F para el sistema de calefacción el aire es recalentado, en tanto que para la refrigeración este se enfría auxiliado por la temperatura del aire exterior que es de 40°F, por lo que no necesitamos energía para enfriar el aire, ya que con la simple mezcla del aire exterior con el aire de retorno se obtiene la temperatura de enfriamiento que es de 55°F.

En verano el mismo diseño funciona y también nos ahorra energía ya que el aire de retorno es inyectado a esa temperatura como aire de calefacción, en tanto que al aire de enfriamiento se le baja su temperatura, manteniendo una ventilación mínima con el aire exterior.

IV.3. SEGUN EL USO DEL AREA.

IV.3.1. CON CAUDAL DE AIRE CONSTANTE

Existen algunos tipos de locales donde se requiere mantener siempre un caudal de aire constante, un ejemplo pueden ser los laboratorios donde existe gran cantidad de extracción. En estos casos se coloca un regulador de volumen en la caja y se tienen cajas de volumen constante, en tanto que la temperatura del local se controla a través de un termostato que a su vez también controla el sistema de recalentado.

IV.3.2. CON UN CAUDAL DE AIRE MINIMO.

Existen casos donde se requiere un caudal mínimo de aire debido a los requerimientos de extracción como son laboratorios, restaurantes, etc. En estos casos se utilizan terminales de volumen constante para los requerimientos mínimos de inyección, y de Volumen de Aire Variable para suministrar de aire el área durante las cargas máximas de diseño. Aunque hay que mencionar que como las compuertas de las unidades de V.A.V. nunca llegan a cerrar completamente podemos prescindir de las de Volumen Constante.

Un termostato controla el grado de temperatura en las terminales de V.A.V. a la vez que también controla el sistema de recalentado en el ducto de suministro a las terminales.

IV.3.3. CON UN CAUDAL DE AIRE AL MAXIMO.

En áreas con un alto número de personas como son hospitales o salones de clase, es necesario mantener el caudal de aire casi al máximo de diseño.

Es necesario tener cuidado de no combinar en el sistema de control las áreas interiores y las exteriores ya que los requerimientos de diseño son diferentes y por tanto deben ser controladas de manera independiente.

La temperatura del aire de inyección se puede regular a través de un termostato o por un regulador de presión estática.

IV.3.4. PARA EVITAR SOBRE-ENFRIAMIENTO.

Cuando las áreas a acondicionar permanecen desocupadas por largos periodos se enfrían mas de lo normal, aun cuando operen a su capacidad mínima. Ejemplos de estas áreas son salas de conferencias, auditorios, escuelas de verano, etc. En estos

casos es necesario colocar recalentadores para temperar el caudal mínimo de aire en las terminales.

Otro modo de recalentamiento es usando calentadores eléctricos pequeños, los cuales son encendidos en el momento de apagarse las luces.

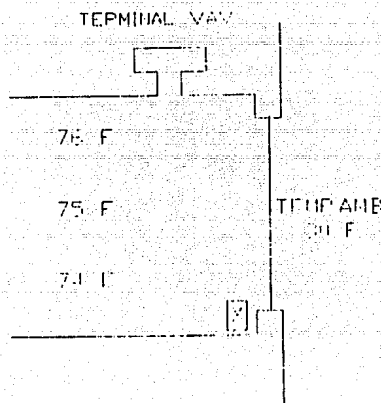
IV.3.5. EN BASE AL CONTROL DE HUMEDAD.

La humedad se controla a través de recalentadores los cuales se activan por un humidistato, el cual pide calor para compensar las pérdidas de calor sensible de las luces. Este tipo de equipos se da en áreas con un gran número de personas y poca carga por luces como son auditorios y salas de conferencias.

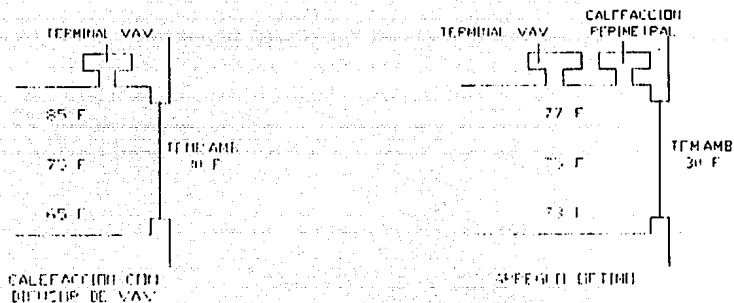
IV.3.6. PARA CAUDAL CONSTANTE DE AIRE EXTERIOR.

En los sistemas de V.A.V. la cantidad de aire que se toma del exterior se mantiene constante con respecto al aire de inyección en cuanto a porcentaje se refiere, por tanto, varía proporcionalmente con respecto al flujo de inyección.

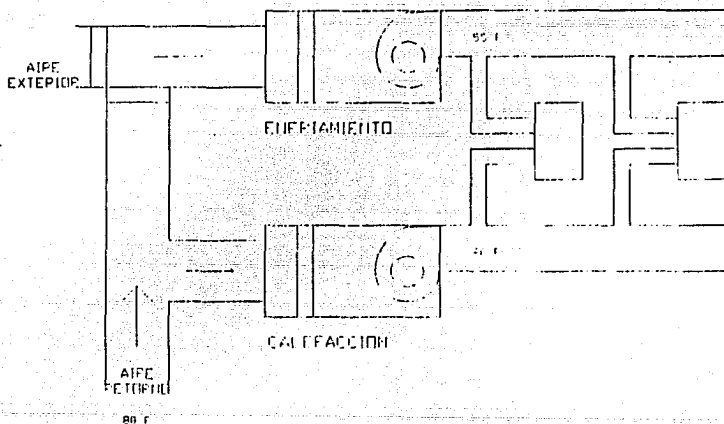
Para que se logre tener constante el aire exterior se utilizan compuertas que son controladas a través de reguladores de presión estática con lo que se busca que la caída de presión a través de la rejilla de entrada del aire se mantenga constante. Se utilizan también controladores de velocidad los cuales se ajustan para mantener siempre la misma velocidad en el ducto de entrada.



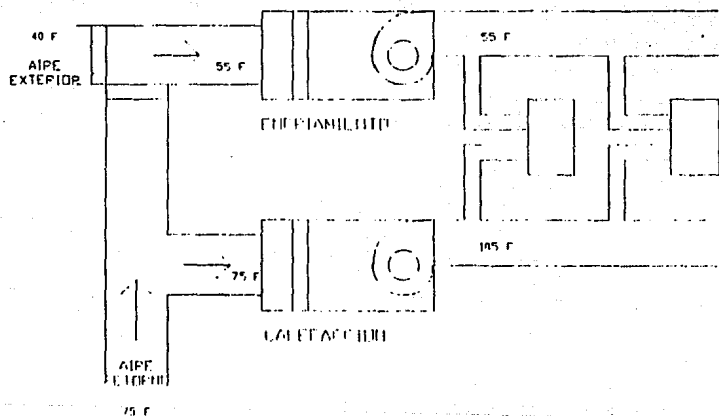
CALEFACCION PERIMETRICA
BAJO LA VENTILADA.



CALEFACCION PERIMETRAL EN EL TECHO.



SISTEMA DE DUCTO DOBLE EN VERANO



SISTEMA DE DUCTO DOBLE EN INVIERNO

CAPITULO V

DISEÑO DEL SISTEMA DE VOLUMEN DE AIRE VARIABLE.

Antes del cálculo aproximado de refrigeración y calefacción es conveniente realizar una inspección detenida y total del edificio. Esto es necesario para tener idea de las características del edificio, de la naturaleza y extensión de cargas y los factores de los que dependiera el edificio, tales como espacio y zona y los dispositivos de control que requiere el sistema.

V.1. DISEÑO EN BASE AL SISTEMA DE VOLUMEN DE AIRE CONSTANTE.

El método de calculo de carga y flujo de aire se hacen de manera convencional, es decir, que se toman en cuenta factores tales como:

- | | |
|---|------------------------------------|
| • ORIENTACION DEL EDIFICIO | • VENTANAS Y PUERTAS |
| • GIRO DEL LOCAL | • ESCALERAS Y ASCENSORES |
| • DIMENSION DEL LOCAL | • OCUPANTES Y SU ACTIVIDAD |
| • ALTURA DEL LOCAL | • ALUMBRADO |
| • MATERIALES DE CONSTRUCCION | • EQUIPO ELECTRICO (MISCELANEOS) |
| • ESTRUCTURA (VIGAS Y COLUMNAS) | • VENTILACION |
| • CARGA SOLAR POR VENTANAS | • CARGA SOLAR POR PAREDES Y TECHOS |
| • CARACTERISTICAS DE VIENTO (TEMPERATURA Y HUMEDAD) | |

Con esto obtenemos una distribución preliminar de equipos tales como manejadores, refrigeradoras, lavadoras, calderas, etc., así como ductos de aire y tuberías.

V.1.1 CALCULO DE LA CARGA DE REFRIGERACION.

La carga de refrigeración se calcula para la orientación típica (Norte, Sur, Este, Oeste).

El caudal se calcula con la siguiente fórmula:

$$Q = \frac{Q_{SEH}}{0.29 (1-BF) * (T_H - T_{PR})}$$

Esta fórmula nos permite hacer una selección de la unidad y diseñar el sistema de distribución de aire.

V.1.2. CALCULO DE CARGA DE AIRE ACONDICIONADO.

Este cálculo es necesario para determinar la cantidad máxima de C.F.M. a suministrar así como para obtener el número de terminales de Volumen de Aire Variable.

Existen edificios típicos donde las cargas son las mismas en diversos locales, lo que ahorra en parte el cálculo repetitivo. Para los tipos superiores se utiliza el cálculo del piso anterior mas la carga del techo.

Las cargas máximas no ocurren simultáneamente, por lo que es conveniente un cálculo para todo el edificio y con esto se obtiene la capacidad y el tipo de equipos a utilizar.

V.1.2.1. CONDICIONES INTERIORES DE DISEÑO.

Se hacen para tener un confort en los ocupantes del edificio, generalmente se toman como condiciones de diseño una temperatura de 75°F en bulbo seco y una humedad relativa máxima del 50%.

V.1.2.2. CARGA TERMICA SENSIBLE DE LOS LOCALES.

Esta carga térmica sensible incluye el calor del sol, luces, transmisión y personas entre otras cargas internas. La carga térmica latente y la carga térmica local se ajustan para obtener la carga total del edificio.

V.1.2.3. CARGA SOLAR.

La carga solar representa una de las mayores componentes de la carga de aire acondicionado del local. Es necesario realizar el cálculo de la intensidad solar durante las diferentes horas, días y estaciones, con esto obtenemos que la carga máxima del local ocurre durante o cerca de la hora máxima de la ganancia solar.

Muchas veces no se toma en cuenta la sombra producida por un edificio cercano o el de la geometría del mismo edificio. Es recomendable hacer correcciones para obtener los factores de sombra exteriores (árboles, edificios, etc.) que fueran aplicables, así como los interiores (persianas, cortinas, etc.). También se hacen correcciones para varios tipos de vidrio que absorben o reflejan el calor.

Cabe destacar que las ganancias de calor solar a través de vidrio no se transforma en una carga instantanea, debido a que se absorbe primero en la superficie del edificio y mas tarde en muebles y alfombras.

V.1.2.4. CARGA DEL ALUMBRADO.

La carga del alumbrado es la mas importante fuente de calor sensible del local, en el perímetro del edificio, solo es excedida por la carga solar.

Parte de la carga del alumbrado se puede remover por medio de rejillas o lámparas de retorno al plafond en pleno; sin embargo, cabe mencionar que la temperatura del pleno al ser mas alta aumenta la transferencia de calor por convección y radiación al piso superior.

El límite de absorción del pleno es de un 25% del calor de las luces. El pleno reduce la carga térmica sensible del local,

pero la carga total del climatizador y del equipo de refrigeración permanecen constantes, debido a que la temperatura del aire de retorno aumenta proporcionalmente.

V.1.2.5. CARGAS POR OCUPANTES

La ganancia de calor por los ocupantes implica calor sensible y calor latente.

Es conveniente considerar el número máximo de personas en el local durante las cargas máximas y mínimas de calor sensible del área a acondicionar, ya que si el local esta ocupado durante un periodo de carga mínima sensible se debe reducir la temperatura del punto de rocío del aire de inyección para tener una correcta deshumectación.

V.1.2.6. CARGAS MISCELANEAS.

Las cargas miscelaneas incluyen todo tipo de aparatos eléctricos, incluyendo máquinas de escribir eléctricas, calculadoras, cafeteras, etc.

Existen locales que pueden tener varios tipos de carga como son calentadores de gas o vapor, en tanto que en salas de computadoras es conveniente acondicionar con sistemas suplementarios.

V.1.2.6.1. TEMPERATURA DEL SERPENTIN, FACTOR DE BY-PASS E INCREMENTO DE TEMPERATURA EN EL DESHUMECTADOR.

En los sistemas de Volumen de Aire Variable se considera 48°F la temperatura del punto de rocío del aparato, para tener un buen sistema de agua fría y expansión directa.

Es conveniente tener un alto incremento de temperatura en el deshumectador y una cantidad pequeña en el aire de inyección para reducir el costo del sistema. Para obtener las ventajas de

temperatura entre el local y el serpentín se debe seleccionar un serpentín con un factor de desvío (by-pass) mínimo.

Cuando las terminales de Volumen de Aire Variable están instaladas en plenos ventilados con aire exterior es necesario controlar la temperatura del aire de inyección para evitar condensado en las terminales.

V.1.2.7. CAUDAL DE AIRE EN LOS LOCALES.

El caudal de aire para las diversas zonas se calcula de la siguiente manera:

$$A_{\text{SUNISTRIO}} = \frac{Q.S. \text{ DEL LOCAL}}{1.08 * \Delta T}$$

$\Delta T = 22 \text{ F DE DIFERENCIAL}$

Para poder utilizar esta fórmula es necesario evaluar si será necesario un climatizador de tiro forzado o de tiro inducido.

El flujo de inyección así como su temperatura deben proporcionar un mínimo de 8.07 CFM / m² cuando el local está ocupado. En áreas escasamente ocupadas (una persona cada 9 metros) se recomiendan 6.5 CFM / m². En áreas interiores generalmente se utiliza un máximo de entre 8.6 y 10.8 CFM / m², entanto que en zonas exteriores de 13.5 a 16 CFM / m² para tener una buena circulación de aire durante cargas parciales, con gente y las luces prendidas.

Las terminales de volumen de aire variable que estan a cielo raso están limitadas para una capacidad máxima de 21.5 a 27.0 CFM / m².

V.1.2.8. CALCULO DE VENTILACION.

Un diseño de aire bien realizado debe proveer una adecuada circulación, debe ser limpio, e inoloro. El aire exterior debe ser en tal cantidad que neutralize los requerimientos del aire de extracción así como para satisfacer cualquier necesidad.

La ventilación en pasillos es muy importante ya que por el constante paso de gente existen olores. En muchas ocasiones los techos de los pasillos son usados como plenos, en otras no se puede y es necesario diseñar ductos de inyección y retorno para proporcionar un mínimo de 5.0 CFM / m^2 de los cuales el 25% es aire exterior.

En sistemas sanitarios se recomienda usar 21.5 CFM / m^2 para la extracción; en tanto que para la extracción de cocinas, laboratorios, etc. se deben diseñar de acuerdo a los requerimientos pedidos.

V.1.2.9. CONTROL DE HUMEDAD.

En los sistemas de Volumen de Aire Variable cuando se reduce el calor sensible se tiene como consecuencia que disminuye el caudal de inyección y la deshumidificación.

Para mantener una deshumectación adecuada teniendo cargas mínimas de calor sensible, se debe seleccionar una temperatura de rocío apropiada para mantener una inyección adecuada y que esta misma temperatura disminuya cuando existan cargas parciales.

La humedad relativa se determina para comprobar la capacidad de deshumectación del sistema y se consideran los siguientes puntos:

*La carga mínima sensible del local cuando está ocupado. Esto ocurre al no haber sol y se produce una transmisión negativa.

*El caudal mínimo del local cuando esta ocupado:

$$Q_{\text{MIN}} = \frac{Q.S. \cdot \text{MIN LOCAL}}{1.08 \cdot \Delta T}$$

*Lo que nos permite una circulación de aire conveniente y una disolución de olores.

*Determinar la capacidad de absorción (Δ_{gr}).

$$\Delta_{\text{gr}} = \frac{N^{\circ} \text{ DE PERSONAS} \cdot Q.L. \text{ POR PERSONA}}{0.68 \cdot \text{CAUDAL}_{\text{MINIMO}}}$$

El cual nos sirve para conocer la capacidad de absorción de la carga latente del local.

*Conocer los granos por libra en el local.

$$\text{gr/lb} = \text{gr/lb del aire de inyección} + \Delta_{\text{gr}}$$

Como ejemplo podemos citar que teniendo una temperatura de punto de rocío (T_{PR}) de 48°F en el aire de inyección es equivalente a tener 50 gr/lb.

*Obtener por lectura la Humedad Relativa con respecto al bulbo seco y los granos por libra en el local.

En áreas con cargas latentes altas, como salas de conferencias, es posible que se requiera un recalentamiento suplementario para mantener la Humedad Relativa deseada durante cargas parciales.

V.1.2.10 DIVERSIDAD.

El nivel de variación de las cargas internas del edificio depende del tipo de aplicaciones. Las zonas interiores tienen un factor de diversidad pequeño, mientras que aquellas donde también se incluyen áreas exteriores tienen un factor de diversidad alto.

En instalaciones grandes donde se requieren una cantidad considerable de climatizadores, el factor de diversidad se aplica individualmente a cada climatizador.

V.1.2.11. CARGA DEL EQUIPO Y CARGA TOTAL DEL EDIFICIO.

Las cargas máximas de las diferentes orientaciones no ocurren al mismo tiempo, pero se debe calcular la carga máxima que se podría tener en el edificio para poder determinar la carga de refrigeración de los climatizadores y del equipo a utilizar.

Así como para la diversidad donde al existir múltiples climatizadores se calculan individualmente, de la misma manera la carga total es calculada para cada climatizador.

Las dimensiones, forma, orientación y giro del edificio son factores de gran importancia al momento de determinar la carga máxima.

Algunos edificios simétricos experimentan su carga máxima entre las 15.00 y las 17.00 hrs., debido a que es cuando las temperaturas de bulbo seco y bulbo húmedo coinciden en sus valores mas altos.

Conociendo el calor sensible del local se determina la cantidad total de aire a inyectar. Este calor sensible se

obtiene con la suma de las cargas del edificio en las que se incluyen las cargas solares, transmisión, alumbrado, personas y equipos.

Cuando debemos seleccionar los equipos de refrigeración adicionalmente al calor sensible se le suman el calor del ventilador, el calor absorbido en ductos, el calor latente y el calor del aire exterior.

V.1.2.12. CALCULO DE CARGA DE CALEFACCION.

Las únicas cargas de calefacción son las pérdidas por transmisión e infiltración, las demás cargas son usadas para cargas de aire acondicionado.

Es conveniente tener pisos típicos para ahorrar cálculos y tiempo debido a que muchas veces los pisos son repetitivos. La carga de un piso típico es la misma para cualquier orientación. Las cargas del piso superior requieren corrección para incluir la transmisión a través del techo, a no ser que se neutralize por un sistema de cámara plena en el techo.

V.1.2.13. CALEFACCION SUPLEMENTARIA.

La calefacción es necesaria para neutralizar pérdidas por transmisión cuando la temperatura exterior desciende por debajo de la temperatura del local, en los sistemas de Volumen de Aire Variable, se busca que la operación de las terminales sea independiente de la capacidad del sistema.

Los sistemas de calefacción eléctrica por radiación o por medio de un zócalo son empleados para neutralizar los pérdidas de transmisión, sin embargo, se utilizan con mayor frecuencia los sistemas de calefacción por medio de agua caliente ya que es mas fácil controlar la temperatura del agua en relación a la temperatura exterior.

En algunos edificios donde se acondicionan áreas exteriores, es necesario poner algún tipo de calefacción suplementaria para neutralizar las pérdidas por transmisión.

La capacidad de estos sistemas se controla a través de termostatos, los cuales están en secuencia con las terminales de V.A.V. para reducir el flujo de aire frío antes de añadir calefacción.

Las áreas interiores se deben diseñar para neutralizar las pérdidas por transmisión especialmente cuando el edificio no esta ocupado.

Como los sistemas por radiación son poco recomendables en zonas interiores debido a las amplias áreas, se utilizan dos sistemas para calefacción:

- 1.- Radiación por tubos de aletas: ocupan poco espacio y requieren poca altura para su instalación y se pueden seccionar para tener una mejor distribución de calor.

- 2.- Por medio de calentadores de aire: los cuales requieren una cámara plena mas alta y una distribución de aire por medio de ductos.

En climas extremadamente moderados, los edificios pueden tener suficiente calor a través de las luces y el personal que lo ocupa, por lo que estos edificios no requieren calefacción adicional al estar ocupados. Sin embargo, la calefacción es necesaria para mantener una temperatura mínima cuando el edificio esta desocupado.

Si la temperatura del edificio al estar desocupado baja hasta 50 o 60°F , es necesario tener un ciclo de precalentamiento antes de ocupar el edificio. El ciclo se controla por medio de un reloj de forma automática o manual.

Los sistemas de Volumen de Aire Variable instalados en este tipo de edificios se acondicionan con serpentines de calefacción instalados en el climatizador. Estos serpentines tienen la suficiente capacidad para llegar de una temperatura mínima a una temperatura normal durante el ciclo de precalentamiento.

Además del serpentín de calefacción, es necesario colocar interruptores-calentadores en las terminales de Volumen de Aire Variable, para proveer un caudal máximo de aire cuando la temperatura del aire de inyección es superior a 65°F.

El buen funcionamiento de estos sistemas requieren que el ventilador funcione constantemente y que la capacidad de calefacción sea controlada a través de un termostato de temperatura mínima.

V.2. SELECCION Y TRAZADO DE TERMINALES.

Para determinar el número y tipo de unidades de Volumen de Aire Variable es necesario tener el caudal máximo de aire permisible, este caudal esta en función del nivel de ruido y el tiro que se desee en cada terminal. Además es conveniente dejar las terminales de manera que queden en armonía con los tabiques, lámparas, plafond, etc., del techo o de la pared.

V.2.1. NIVEL DE RUIDO.

El nivel de ruido del local esta en función de varios sonidos provenientes de diversas fuentes como son:

***RUIDOS EXTERNOS:** SON LOS GENERADOS FUERA DEL EDIFICIO
Y QUE SE TRANSMITEN AL LOCAL.

***RUIDOS INTRUSOS:** SE GENERAN EN AREAS CERCANAS Y
TAMBIEN SE TRANSMITEN AL LOCAL.

Los sistemas de Volumen de Aire Variable instalados en este tipo de edificios se acondicionan con serpentines de calefacción instalados en el climatizador. Estos serpentines tienen la suficiente capacidad para llegar de una temperatura mínima a una temperatura normal durante el ciclo de precalentamiento.

Además del serpentín de calefacción, es necesario colocar interruptores-calentadores en las terminales de Volumen de Aire Variable, para proveer un caudal máximo de aire cuando la temperatura del aire de inyección es superior a 65°F.

El buen funcionamiento de estos sistemas requieren que el ventilador funcione constantemente y que la capacidad de calefacción sea controlada a través de un termostato de temperatura mínima.

V.2. SELECCION Y TRAZADO DE TERMINALES.

Para determinar el número y tipo de unidades de Volumen de Aire Variable es necesario tener el caudal máximo de aire permisible, este caudal esta en función del nivel de ruido y el tiro que se desee en cada terminal. Además es conveniente dejar las terminales de manera que queden en armonía con los tabiques, lámparas, plafond, etc., del techo o de la pared.

V.2.1. NIVEL DE RUIDO.

El nivel de ruido del local esta en función de varios sonidos provenientes de diversas fuentes como son:

***RUIDOS EXTERNOS:** SON LOS GENERADOS FUERA DEL EDIFICIO
Y QUE SE TRANSMITEN AL LOCAL.

***RUIDOS INTRUSOS:** SE GENERAN EN AREAS CERCANAS Y
TAMBIEN SE TRANSMITEN AL LOCAL.

***RUIDOS AMBIENTALES:** SON LOS RUIDOS PROPIOS DEL LOCAL Y SON LOS PRODUCIDOS POR LAS PERSONAS Y EL EQUIPO.

***RUIDOS DEL SISTEMA:** SON LOS TRANSMITIDOS AL LOCAL O PRODUCIDOS DENTRO DEL MISMO POR LOS SISTEMAS DE AIRE ACONDICIONADO Y LAS TERMINALES.

Todas las fuentes de sonido deben ser anticipadas y evaluadas para obtener un balance óptimo. Muchas veces es antieconómico llevar a cabo un balance de ruidos en los locales que poseen altos índices de sonidos ambientales.

En áreas exteriores generalmente se inyecta mas aire de lo normal debido a que las cargas solares varían frecuentemente.

En un caudal determinado, el nivel de ruido aumenta en proporción directa a la presión estática en la cámara plena. También el nivel de ruido varía en relación al flujo de cada terminal.

V.2.2. SELECCION DE LAS CAMARAS DE PLENO.

Existen varios tipos de plenos los cuales pueden ser prefabricados y se seleccionan en función del flujo de aire. La velocidad máxima esta limitada por el nivel de ruido.

La velocidad máxima para tener un caudal máximo de aire en las terminales con conexiones en los extremos es de 2000 ppm en cámara plena y ductos de conexión, en tanto que en ductos con conexiones en los costados es de 1000 ppm.

El tamaño de la cámara plena es mínimo cuando se utilizan ductos rectangulares, en tanto que es mayor cuando se usan ductos redondos.

Si las terminales se conectan en hileras continuas por medio de ductos rectangulares, los ductos se balancean entre si y la presión estática permanece constante; la tolerancia de caída de presión que se usa en estos casos es de 0.75 pulg. col. agua.

V.2.3. COMPONENTES DE LOS CONTROLES Y COMBINACIONES.

En las terminales de Volumen de Aire Variable, se pueden tener varios arreglos de los controles como son:

EN LAS COMPUERTAS.

*UN REGULADOR DE FLUJO.

*REGULADOR DE FLUJO Y UN TERMOSTATO.

*REGULADOR DE FLUJO, TERMOSTATO Y UN INTERRUPTOR-CALENTADOR.

El regulador de flujo limita el caudal máximo del aire para mantener un flujo constante sin importar los cambios de presión en el ducto.

El termostato restringe la actividad del regulador de flujo para que se cierre la compuerta al existir un descenso de temperatura en el área a acondicionar y provee un control modulado de temperatura al disminuir el flujo de aire en el local.

En varias aplicaciones se conectan hasta cuatro terminales a un termostato ya que las cargas son relativamente constantes.

El interruptor-calentador se usa en los arranques de equipos y se activa cuando la temperatura de aire de inyección es superior a los 65°F. Cuando se activa purga la cámara termostática y permite que el regulador de volumen provea el

flujo máximo de aire al local. Cabe recalcar que mientras se usan las terminales de Volumen de Aire Variable, no reducen el caudal de aire y por consiguiente hay que tener cuidado para evitar un sobreenfriamiento en el local.

V.3. DISEÑO EN TIPOS DE VOLUMEN DE AIRE VARIABLE.

Generalmente las terminales de V.A.V. se calculan con un 70 a 94% del total de los C.F.M. , en tanto que el ducto primario se calcula con los C.F.M. al 100%.

V.3.1. PERIMETRO DE RADIACION.

Si calculamos el calor del perímetro de radiación debemos de tomar en cuenta:

$$T.T.I. = T.POR PARED + T.POR VIDRIO + INFILTRACION$$

$$T.POR PARED = A PARED \cdot 'U' PARED \cdot \Delta T \text{ INVIERNO DE DISEÑO}$$

$$T.POR VIDRIO = A VIDRIO \cdot 'U' VIDRIO \cdot \Delta T \text{ INVIERNO DE DISEÑO}$$

$$INFILTRACION = A VIDRIO \cdot VEL. \text{ DE INFILTRACION} \cdot 1.085$$

$$P.C.A.E. = ATECHO \cdot 'U' TECHO \cdot \Delta T \text{ INV. DIS.} \cdot (\% \text{ PER. DEL AREA/A TOTAL})$$

$$\text{COMO: } A \text{ PISO} = A \text{ TECHO}$$

$$(\% \text{ PER. DEL AREA} / A \text{ TOTAL}) = \frac{\text{LONG.PER.} \cdot \text{PROF. PER.}}{A \text{ PISO}}$$

Concluimos que:

$$Q \text{ PER.1} = T.T.I. + P.C.A.E$$

V.3.2 VENTILADOR EN LAS UNIDADES DE VOLUMEN DE AIRE VARIABLE.

Para el cálculo de los ventiladores requerimos los C.F.M. totales, por lo que debemos conocer:

*EL CALOR DEL PERÍMETRO DE RADIACIÓN A SATISFACER POR LOS VENTILADORES.

*LOS C.F.M. TOTALES.

El calor del perímetro de radicación se calculo en el punto anterior(Q PER.1).

Los C.F.M. totales del área perimetral se calculan de la siguiente manera:

$$C.F.M. = \frac{Q_{PER.1}}{1.085 * \Delta T_{INV}}$$

V.3.3. VOLUMEN VARIABLE CON RECALENTAMIENTO.

Para este cálculo se necesita obtener el calor requerido por las unidades de V.A.V. con recalentamiento.

$$Q_{PER} = Q_{PER.1} + \frac{\text{TAMAÑO TERMINAL}}{\text{ZONA EXTERIOR}} + \frac{\% \text{ PARADAS}}{\text{MINUTAS}} + \Delta T \text{ AIRE INYECCION}$$

$$B = [(\Lambda_{PISO} * CARGA_{TUB.}) * (1 - \%CARGA_{TUB. RET.}) * 3.4 * N^0_{PISO}]$$

$$C = [\frac{(\text{CARGA SENS. P/PERS.} * \Lambda_{PISO} * N^0_{PISO})}{\text{DENSIDAD DE PERSONAS}}]$$

$$D = (\text{CARGAS MISC.} * \Lambda_{PISO} * N^0_{PISO})$$

$$E = (1.085 * \Delta T \text{ AIRE INV.} * \Lambda_{PISO} * N^0_{PISO})$$

$$\text{TAMAÑO TERMINAL INTERIOR} = A = \frac{B + C + D}{E}$$

$$F = \text{TRANSMISION PICO VERANO POR PARED} + \text{TRANSMISION PICO VERANO POR VIDRIO}$$

$$G = A \text{ VIDRIO} * \text{FACTOR GAN. SOLAR VIDRIO} * \text{FACTOR SOMBRA}$$

$$H = 1.085 * \Delta T_{\text{AIRE INV.}} * \text{LONG.PER.} * N^{\circ} \text{ PISO}$$

$$\text{TAMAÑO TERMINAL ZONA EXTERIOR} = \frac{A + F + G}{H}$$

V.3.4. VOLUMEN DE AIRE VARIABLE CON DOBLE DUCTO.

En este cálculo necesitamos del calor del perímetro de radiación y de los C.F.M. totales al igual que en el punto V.3.2 (ventiladores de V.A.V.)

CAPITULO VI

ELABORACION DE DUCTOS.

Para un buen desempeño de las terminales de Volumen de Aire Variable, estas deben tener un sistema de distribución de aire donde no existan fugas de aire y los ruidos no sean detectables. Por lo que los ductos redondos resultan ideales para este tipo de sistema, pero si por problemas de espacio se deben colocar ductos rectangulares, estos deben tener juntas selladas y calafateadas.

VI.1. AIRE DE SUMINISTRO.

Para diseñar los ductos de los sistemas de Volumen Variable, se deben considerar el número, ubicación y trazado de las terminales y cajas de V.A.V.

El ducto principal debe ser diseñado a partir del método de RECUPERACION ESTATICA para minimizar las pérdidas por fricción y mantener las presiones balanceadas en todo el sistema.

Al seleccionar la velocidad inicial del aire en el sistema, se deben considerar el número de horas que trabaja el equipo. Como los ventiladores trabajan a plena carga solo en periodos cortos, la selección de los ventiladores se debe hacer con eficiencias máximas estáticas del 75 al 80% del caudal total del aire.

Las aplicaciones del sistema se dimensionan para caídas de presión y velocidades moderadas para minimizar la potencia del ventilador. Pero si el sistema funciona de 12 a 16 horas diarias se dimensiona con velocidades y potencias mayores.

Cuando se utilizan climatizadores ensamblados en fábrica, la velocidad de salida del ventilador generalmente está entre 2000 a 2500 pies por minuto (ppm), en tanto que los ensamblados en obra varían de acuerdo a la presión estática del ventilador, ya que se utilizan del tipo centrífugo que tiene aspas curvadas.

Las velocidades para diferentes presiones estáticas son las siguientes:

PRESION ESTATICA EN EL VENTILADOR (PULG.COL.AGUA)	VELOCIDAD DE SALIDA (PPM)
3	2600-3000
4	3000-3400
5	3400-3800
6	3800-4200

Si la velocidad del ducto al inicio varía con la del ventilador a la salida, entonces se deben considerar las ganancias o pérdidas de presión estática.

Para AUMENTO DE VELOCIDAD, se debe disminuir la presión:

$$PRESION\ ESTATICA = 1.1 * \Delta PRESION\ ESTATICA$$

Para DISMINUIR LA VELOCIDAD, se aumenta la presión:

$$PRESION\ ESTATICA = 0.75 * \Delta PRESION\ ESTATICA$$

Teniendo la velocidad inicial en el ducto este ya se puede diseñar como se describirá a continuación.

VI.2. DUCTO REDONDO CONTRA DUCTO RECTANGULAR.

En la actualidad se tienen varios métodos para la elaboración de ductos, los dos más comunmente usados son:

POR IGUALDAD DE FRICCION.

POR RECUPERACION ESTATICA.

VI.2.1. IGUALDAD DE FRICCION.

El primer método para la elaboración de ductos, es el diseño por IGUALDAD DE FRICCION, el cual se basa en asumir un factor constante de fricción en todo el ducto, generalmente se toma de 0.1 pulgada por cada 100 pies de longitud equivalente de ducto.

El área del ducto se calcula a partir de los requerimientos de C.F.M. a una velocidad la cual generará las pérdidas por fricción asumidas originalmente.

Las velocidades máximas para el diseño de ductos rectangulares por este método son entre el rango de 2000 a 2500 pies por minuto (ppm), según lo recomendado por el ASHRAE.

El método de igualdad de fricción es aceptado universalmente para inyección con velocidades bajas, retorno y extracción. A su vez, cuando comparamos este método con el de RECUPERACION ESTATICA observamos que tenemos limitaciones al utilizarlo con sistemas de Volumen de Aire Variable.

VI.2.2. RECUPERACION ESTATICA.

Para comprender mejor el método de RECUPERACION ESTATICA, vale la pena comentar la fórmula de presión total en el ducto.

$$T_P = V_P + S_P - h_f$$

En todos los ductos, la energía en cualquier punto tiene dos componentes básicos; la presión estática (S_p) y la presión de velocidad (V_p). Ambos representan la energía que se puede usar para balancear las pérdidas por fricción (h_r) en el sistema.

La teoría de RECUPERACION ESTÁTICA llamada así por la conservación de la velocidad del aire a una presión de velocidad y adicionandola a la presión estática obtenemos un equilibrio con las pérdidas por fricción. Esta conversión de energía permite que la presión estática permanezca relativamente constante en cualquier punto en el sistema.

En la presión de velocidad, la energía es usada para balancear las pérdidas por fricción, la cual varía directamente proporcional al cuadrado de la velocidad del aire:

$$V_p = \left[\frac{V}{4005} \right]^2$$

Las pérdidas por fricción en el ducto tiene dos componentes básicas:

FRICCIÓN POR RECORRIDO DIRECTO

PERDIDAS POR ACCESORIOS.

En los sistemas de Volumen de Aire Variable, las cargas disminuyen como resultado de la reducción del flujo de aire. Al disminuir el flujo, se reduce también la velocidad del aire. Se tiene por tanto que la presión de velocidad como las pérdidas por fricción varían conjuntamente con el cuadrado de la velocidad, quedando la fórmula de la siguiente manera:

$$T_p = V_p + S_p - h_r$$

$$T_p = V_p \left[\frac{V_1}{V_2} \right]^2 + S_p - h_r \left[\frac{V_1}{V_2} \right]^2$$

Entonces, la presión estática en el ducto permanece relativamente constante al diseño de flujo, el cual es también constante a la modulación del flujo. Debido a esto, el ducto tiende a balancear la presión estática, previniendo una sobre-presión en la entrada de las terminales de V.A.V. que varían frecuentemente. Este es uno de los principales beneficios del método de RECUPERACION ESTATICA, en el diseño de ductos.

Este método no es recomendable en ductos rectangulares, debido a las limitaciones de velocidad que presentan este tipo de ductos (2000 a 2500 ppm). En rangos con velocidades altas, pueden producirse problemas de ruido, causado por la resonancia en las paredes de los ductos. En este rango de velocidades al no ser muy altos los cambios, es necesario mantener balanceadas la presión de velocidad y las pérdidas por fricción.

Por ejemplo, con una velocidad de 2000 ppm, obtenemos una presión de velocidad de 0.25 pulgadas.

$$V_p = \left[\frac{2000}{4005} \right]^2 = 0.25$$

Esta presión de velocidad no es suficiente para poder manipularla de una manera con respecto a la longitud del ducto. Por esta razón los límites de velocidad en ductos rectangulares tampoco son recomendables para usar con el método de RECUPERACION ESTATICA.

Por su parte, los ductos redondos pueden manejar velocidades donde solo consideren como factor primordial la generación de ruidos sustituyéndolos en el método de RECUPERACION ESTATICA.

ASHRAE recomienda velocidades para ductos redondos de arriba de 4500 ppm para tamaños medianos y de 6000 ppm para sistemas con tamaños grandes.

Ahora que los dos métodos se han repasado se puede utilizar el mas adecuado para los sistemas de Volumen de Aire Variable, sin olvidar que los dos nos sirven para cualquier tipo de sistema.

Cabe destacar que en el método de IGUALDAD DE FRICCIÓN, un ductulador es un excelente aliado, en tanto que para el de RECUPERACION ESTATICA, se requiere de operaciones matemáticas. Por ello los ductos rectangulares tienen su mayor demanda usando el método de IGUALDAD DE FRICCIÓN, en tanto que los ductos redondos se calculan a partir del método de RECUPERACION ESTATICA; cabe mencionar que existen cuatro factores básicos que debemos tomar en cuenta al momento de tomar la decisión de que método usar:

NECESIDADES APROPIADAS Y FACILIDAD DEL METODO DE DISEÑO.

ANALIZAR EL COSTO DE INSTALACION.

ANALIZAR EL COSTO DE OPERACION.

LAS LIMITACIONES FISICAS DE LA CONSTRUCCION DEL EDIFICIO.

Una de las mayores ventajas del método de RECUPERACION ESTATICA y del uso de ductos redondos es simplemente las altas velocidades que se pueden manejar, así como el ahorro de material que requiere un ducto redondo que manejará el mismo volumen de aire que un ducto rectangular, este ahorro es de un 15 a 30% del material.

Por ejemplo, el siguiente cuadro es una comparación de material entre ducto rectangular y redondo que requiere manejar 10,000 CFM, con velocidades que están en los límites del nivel de ruido, es decir de 2000 a 3800 ppm respectivamente.

CANTIDAD DE AIRE (C.F.M.)	DUCTO	VELOCIDAD (PPM)	TAMAÑO DEL DUCTO	LONGITUD (PIES)	MATERIAL (PIES ²)
10,000	RECTANG.	2000	18" x 36"	10	90
	REDONDO	3800	22" diam.		57.5

Nótese que en este caso se tomó una longitud del ducto de 10 pies (3.048 mts), y que para un ducto rectangular se requieren 90 pies cuadrados de hoja de metal, en tanto que para un ducto redondo se requieren de 57.5 pies cuadrados, esto representa un ahorro de 36% del material en este ejemplo.

Otro factor importante que analizar es el costo de instalación de los reguladores de volumen. Estos reguladores son utilizados en las terminales de Volumen Variable para mantener el flujo de aire independiente de la presión estática. Se ha puntualizado que los cambios en la presión estática del ducto de cualquier magnitud no presentan problemas si se ha diseñado con el método de RECUPERACION ESTATICA. Por tanto los reguladores de volumen se pueden eliminar en algunos casos con lo que se reducen aún mas los costos iniciales al adquirir un sistema de Volumen de Aire Variable.

Cabe señalar que también se deben tomar en cuenta los gastos por instalación, con la gran ventaja de que los ductos redondos son mas sencillos de instalar. Al ser mas amplios, se pueden fabricar ductos mas largos. En lo que a acoplamiento se refiere mientras los ductos rectangulares se unen con 'grapas'

los ductos redondos se unen por medio de coples empijados.

En lo que a fugas se refiere, debido a los acoplamientos de los ductos, en los rectangulares tenemos fugas de un 10% aproximadamente, en tanto que en los redondos solo un 1%. Estas fugas deben intervenir en el diseño del sistema y en la selección de los equipos.

La buena utilización de las curvas de aire minimizan la potencia al freno del ventilador lo mas posible, pero además con una correcta selección de ductos se puede ayudar a esta minimización debido a que se evitan las fugas.

Sencillamente las fugas en los ductos redondos son mucho menores que las de los ductos rectangulares, el uso del ducto redondo, afecta favorablemente en los costos de operación, tal y como lo ilustra el siguiente ejemplo:

En los ventiladores su potencia al freno y la cantidad de aire que manejan en C.F.M., se relaciona con la siguiente fórmula:

$$\left[\frac{BHP_1}{BHP_2} \right] = \left[\frac{CFM_1}{CFM_2} \right]^3$$

Si suponemos fugas en el ducto por 10% tenemos que:

$$\frac{BHP_1}{BHP_2} = \left[\frac{1.10}{1.00} \right]^3 = 1.331$$

Que indica que la potencia al freno se incrementa en un 33% teóricamente. Aunque generalmente el incremento es de 12 a 18% en los álabes del ventilador y 16 a 26% para la curva del ventilador. Tenemos por tanto, que la velocidad del ventilador se incrementa para compensar las fugas de aire.

Por su parte también debemos tomar en cuenta la disipación de calor en los ductos y su manera de envolverlos o forrarlos para evitar transferencia de calor con el medio que lo rodea.

Las características de los sistemas con ductos redondos es que retardan la transferencia de calor por dos razones:

COMO EL TAMAÑO DEL DUCTO ES MENOR EN LO QUE A SUPERFICIE SE REFIERE LA TRANSFERENCIA DE CALOR SE MINIMIZA DENTRO A SU GEOMETRIA CIRCULAR.

DEBIDO A QUE MANEJA ALTAS VELOCIDADES SE REDUCE EL TIEMPO DE CONTACTO ENTRE LAS PAREDES DEL DUCTO Y EL AIRE DE INYECCION CON LO QUE TAMBIEN SE REDUCE LA TRANSFERENCIA.

VI.2.3 EFICIENCIA DE LAS UNIONES.

La eficiencia de las uniones tienen su efecto en las pérdidas de presión estática y por tanto en los requerimientos del ventilador.

Los accesorios en los ductos redondos son mas eficientes que los fabricados para ductos rectangulares, esto provoca que las pérdidas en los redondos sean menores, lo que consecuentemente indica que los requerimientos estáticos del ventilador se hacen menores.

Se ha demostrado que el ducto redondo diseñado a partir del método de RECUPERACION ESTATICA, es lo mejor en costo y sencillez; pero no se puede usar siempre ya que en algunos edificios por sus características arquitectónicas no cabe, por lo que se colocan ductos rectangulares; pero si es posible colocar ductos ovales se colocan, ya que por su geometría son los que mas se asemejan a los redondos. También se pueden colocar en las primeras secciones ductos ovales y mas tarde ductos redondos o rectangulares.

Concluimos que para ductos rectangulares se diseña a partir del método de IGUALDAD DE FRICCION, en tanto que para ductos redondos con el método de RECUPERACION ESTATICA; en la elaboración de ductos, se deben tomar en cuenta los siguientes puntos:

LAS NECESIDADES Y REQUERIMIENTOS ASI COMO EL TIEMPO DE DISEÑO.

EL COSTO DE INSTALACION.

EL COSTO DE OPERACION.

En sistemas de Volumen de Aire Variable lo mas confiable es el diseño de ductos por el método de RECUPERACION ESTATICA, dándonos como resultado en ductos redondos una buena selección; aunque claro, no es la única solución.

VI.3. REGLAS BASICAS A SEGUIR EN EL DISEÑO DE DUCTOS.

En el momento de diseñar ductos se deben considerar algunas reglas básicas como por ejemplo, las limitaciones de espacio:

HACER UN DUCTO LO MAS SIMPLE POSIBLE.

HACER EL DUCTO LO MAS SIMETRICO POSIBLE.

Al hacer un ducto simple, debemos considerar las conexiones a las cajas de Volumen de Aire Variable, que se hacen con acoplamientos cortos y donde las cajas se pueden interconectar.

Al diseñar de una forma simetrica, se esta ayudando a tener mejor balance en el sistema.

Además de estas dos reglas descritas, debemos tener en cuenta las siguientes características:

AL COLOCAR ACCESORIOS DEBEMOS DEJAR COMO MINIMO UNA DISTANCIA DE ENTRE 4 Y 6 DIAMETROS DEL DUCTO ENTRE LAS SALIDAS A COLOCAR. SI NO ES POSIBLE TENER ESTAS DISTANCIAS ENTONCES SE COLOCA UNA FRENTE A LA OTRA. ESTO ES IMPORTANTE DEBIDO A QUE SI NO SE SIGUE ESTA NORMA TENDREMOS UN INCREMENTO EN LAS PERDIDAS DE PRESION A TRAVES DE LOS ACCESORIOS Y SE PRESENTARAN PROBLEMAS POR LA GENERACION DE RUIDOS.

EN EL MOMENTO DE COLOCAR DOS SALIDAS LATERALES, LA LINEA PRINCIPAL DEL DUCTO NO SE DEBE REDUCIR POR DEBAJO DEL 33% DEL DIAMETRO DEL DUCTO PRINCIPAL, YA QUE SE PUEDE 'TAPONEAR' POR EL VOLUMEN DE AIRE QUE SE CRUZA.

UNA TERMINAL DE VOLUMEN DE AIRE VARIABLE NO ES RECOMENDABLE COLOCARLA EN EL DUCTO PRINCIPAL O CERCA DEL VENTILADOR, DEBIDO A QUE ES DONDE SE GENERA LA MAYOR CANTIDAD DE RUIDO.

UNA	MANERA	DE	ATENUAR	EL	RUIDO	ES	FORRANDO
INTERIORMENTE	LOS	CODOS	Y	EL	PERIMETRO	DE	LAS
ESTO	ABSORBE	EL	RUIDO	EVITANDO	SU	FUGA	AL
GRANDES	TAMBIEN	SE	DEBE	ATENUIAR	EL	SONIDO	PRODUCIDO
							POR
							EL

VENTILADOR.

VI.4. ACCESORIOS EN DUCTOS DE ALTA VELOCIDAD.

Las altas caídas de presión no solo presentan problemas con el potencial de aire, pero como se crea turbulencia se genera también ruido.

Las salidas dobles taponeadas al frente se presentan muchas veces en los sistemas de Volumen de Aire Variable, pero esto es contraproducente, ya que se generan problemas en el sistema y reduce la eficiencia del mismo. Es mejor colocar una 'yee' doble a 45°.

Las reducciones juegan un papel importante en el ducto principal ya que poco a poco el flujo es menor y el ducto disminuye en diámetro, al diseñar las reducciones, es importante no olvidar que se pueden taponear si son muy reducidas en su diámetro.

Cuando las limitaciones de espacio lo requieren los accesorios 'tee' a 90° se pueden sustituir por 'tee' de 45-90°.

Las perforaciones con silleta (mejor conocidas como zapatos y chiflones) tienen la ventaja de que se pueden construir en el área de trabajo dándonos soluciones prácticas y rápidas, ya que pueden trazarse a manera de 'tee' 90° y 'tee' 45-90°.

En los sistemas de alta velocidad es importante eliminar en las uniones los bordes puntiagudos internos, ya que estos también generan caídas de presión y ayudan a la formación de ruidos.

VI.5. AIRE DE RETORNO.

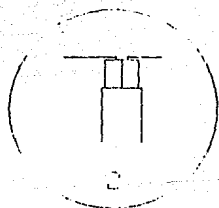
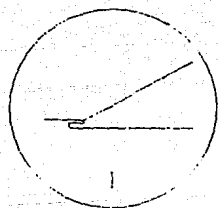
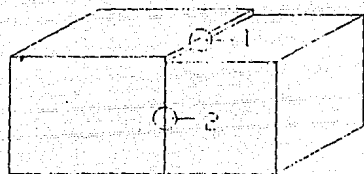
Generalmente los pasillos son utilizados como plenos de retorno, pero se debe mantener un movimiento uniforme del aire en todo el pleno. Las rejillas que se conectan a los equipos se adicionan con silenciadores o trampas para amortiguar los ruidos a la vez que se recomienda usar velocidades moderadas.

Los ductos de aire de retorno se diseñan con el método de IGUALDAD DE FRICCIÓN, tanto por los coeficientes de fricción menores a 0.1 pulgadas columna de agua en ductos y rejillas.

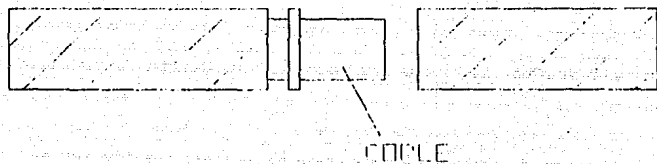
VI.6. AIRE DE EXTRACCION.

Este tipo de ductos se diseñan para tener un funcionamiento sumamente estable, esta estabilidad se da a través de un sistema de orificio con altas pérdidas a la entrada.

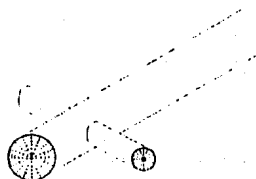
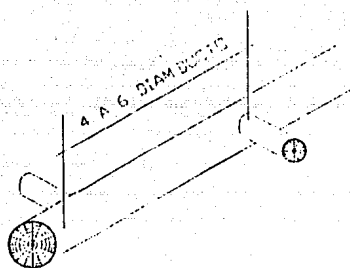
La manera ideal de diseño sería con caídas de presión estática de entre 0.5 y 1.0 pulgadas columna de agua, pero esto produciría ruido en exceso a través de rejillas y en los ductos, por lo que conviene utilizar compuertas o válvulas de conexión a la entrada y un atenuador de ruido entre la rejilla y la compuerta.



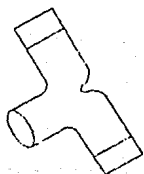
DUCTO RECTANGULAR Y
SUS CONEXIONES



CODE FOR THE DIRECTION OF THE ACCELERATION



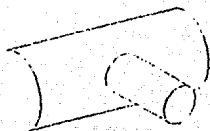
CONEXIONES ORUELAS EN
DUCTOS REDONDOS.



YEE



REDUCCION

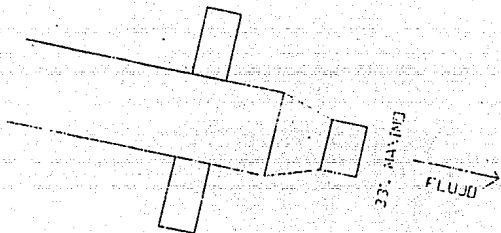


CILLOTA

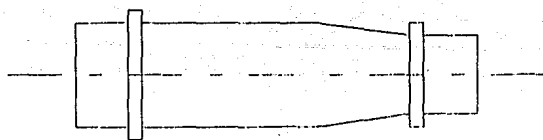


TEE

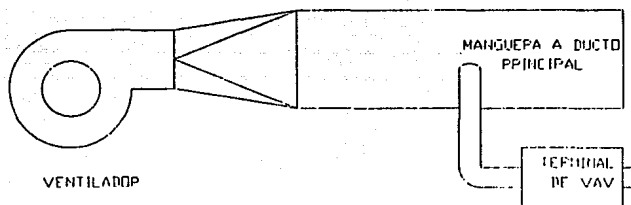
ACCESORIOS DE DUCTOS
REDONDO



REDUCTION IN
DUCT FLOW.



EFICIENCIA EN LOS ACCESORIOS DEL DUCTO REDONDO



ERROR A EVITAR EN
DUCTOS REDONDOS

CAPITULO VII

SELECCION DE EQUIPOS.

VII.1. RECOMENDACIONES PARA LA SELECCION Y EL TAMAÑO DE COMPUERTAS.

Debido a que en numerosas ocasiones se descuida la parte externa de las compuertas, así como los ductos de retorno. Al tener una adecuada selección de compuerta se minimiza la interacción entre el aire de mezcla y la presión estática en el ducto de inyección del ventilador.

VII.1.1. SELECCION CON IMPULSOR DEL VENTILADOR DESACTIVADO.

En instalaciones pequeñas no es necesario impulsor en el ventilador, debido a que la fuerza de gravedad es suficiente para cerrar con seguridad la compuerta, o en otras mas pequeñas la provee la presurización del edificio.

Las compuertas del aire de retorno, así como la del aire exterior tienden a cerrarse y la caída a través de la compuerta se incrementa, por lo que en el ducto y en la cámara de mezcla se balancea la caída de presión, manteniendo así una constante.

Las variaciones de la compuerta por su cambio de posición, produce pequeños cambios en la cámara de mezcla como son:

Que la presión en alguna parte (en el área a acondicionar, en la compuerta de retorno, en el exterior, en la salida de la compuerta) sea mayor que en otra, las aletas del ventilador se mueven para provocar una caída de presión mínima y con esto se balancea el sistema.

La compuerta del aire de retorno, así como la del aire exterior se diseña con velocidades de entre 1500 a 3500 PPM, y se estabilizan con puertas que tengan rejilla anti-presión (louvers).

Existe el coeficiente de pérdida en la compuerta C_n que se calcula a través de la compuerta contra la relación de áreas (entre la de la compuerta y la del ducto)

Y se obtiene la caída de presión P.D. en pulgadas de columna de agua:

$$P.D. = C_n * \left[\frac{V_D}{4005} \right]^2$$

Si la caída de presión P.D. en la compuerta del aire exterior y la del aire de retorno es igual a 1.0 pulgada columna de agua, entonces ambas compuertas están abiertas.

A manera que la caída de presión en la compuerta se incrementa, de la misma forma la caída en el ducto decrece.

VII.1.2. SELECCION DE COMPUERTA USANDO IMPULSOR EN EL VENTILADOR.

La compuerta del aire de retorno se calibra por medio de las aletas del ventilador para mantener constante la caída de presión, con esto se obtiene que la caída de presión con la compuerta abierta al 50% es la misma que en cualquier otra posición.

VII.2. SELECCION DE EQUIPOS.

Las unidades de habitación se eligen para satisfacer los siguientes requisitos:

CAUDAL DE AIRE PRIMARIO.
CARGA DE CALEFACCION DE LA HABITACION (QUE ES LA
CAPACIDAD DEL SERPENTIN).
NIVEL DE VELOCIDAD PARA PREVENIR EL RUIDO.
LIMITACIONES DE ESPACIO.
UBICACION DE LOS EQUIPOS.

Una vez establecidos los valores correspondientes a los conceptos anteriores se consultan los diversos manuales de los fabricantes.

El equipo de refrigeración, calefacción y climatizador se pueden ubicar juntos en el cuarto de máquinas. En edificios con varios pisos, el equipo se coloca en algún piso intermedio para satisfacer todas las demandas, en tanto que en edificios pequeños se colocan en el sótano o en el techo.

Por razones prácticas y económicas, el número de pisos que debe proveer un equipo es de 15, los sistemas de agua fría y caliente deben mantener una carga estática limitada a $8 \text{ Kg} / \text{cm}^2$, la cual es el límite en tuberías y accesorios.

Al buscar la localización del climatizador se deben conocer las limitaciones de espacio, así como la ubicación de los ductos de inyección, retorno, extracción y de aire exterior. Se debe tener también conocimiento de las tuberías de agua fría y caliente, así como las de refrigerante, las cuales deben de estar cerca de los equipos.

VII.2.1. CLIMATIZADOR CENTRAL.

Después de haber calculado la carga de los módulos y la carga total del edificio y de haber seleccionado las terminales de V.A.V., se procede a seleccionar el climatizador central. El cual puede ser uno grande o varios pequeños dependiendo las limitaciones, la ubicación y las necesidades a satisfacer.

VII.2.2. VENTILADORES.

El ventilador de inyección se selecciona de acuerdo con el caudal calculado y la presión estática necesaria.. Este tipo de ventiladores se selecciona mediante catálogos, curvas características o tablas, tratando siempre de seleccionar cerca de los puntos de máximo rendimiento y descarga libre, para obtener un funcionamiento silencioso y una potencia mínima.

Para tener la caída de presión estática total se deben de considerar los sistemas de retorno, de aire exterior y de inyección. Se debe conocer que resistencia es mayor, si la del aire exterior o la del aire de retorno, siendo este último por lo regular de mayor extensión, ya que el desfogue está hacia las paredes exteriores.

El motor se selecciona sobrado en un 20% aproximadamente, para poder suministrar mas aire sin llegar a tener sobrecargas.

Las aletas son de gran importancia para poder llegar a tener un ahorro de energía, estas pueden estar curvadas hacia adelante o hacia atrás, para mejorar los rendimientos con carga parcial.

En edificios grandes el ventilador de aire de retorno se puede utilizar durante estaciones intermedias como sistema de extracción si el equipo de refrigeración no se utiliza. Al hacer esto el ventilador además de extraer el aire no pierde su finalidad que es retornar el aire al equipo.

La selección del ventilador de inyección está relacionada con las características del sistema y las presiones estáticas. Las velocidades de salida deben ser similares a las velocidades iniciales en los ductos para evitar pérdidas de presión estática.

Cuando se arrancan los equipos en un día caluroso, todas las terminales necesitan un caudal máximo de aire, por lo que el ventilador de inyección suministra una cantidad de aire superior a la cantidad de diseño; esto influye considerablemente en la selección del ventilador y su motor.

Los ventiladores de retorno y extracción se utilizan cuando se tienen resistencias tales que puedan crear una sobre-presión en el edificio. Cuando la resistencia de estos sistemas es menor a 0.25 pulgadas de columna de agua, no es necesario tener un sistema separado para el aire de retorno y extracción.

Para integrar la operación de los ventiladores de extracción y retorno, estos deben ser del mismo tipo y con características similares de funcionamiento y rendimiento, ya que la capacidad del ventilador de retorno debe ser controlada por medio del mismo regulador de presión estática que controla el ventilador de inyección; esto es, para tener una correcta coordinación de las cantidades de aire de inyección y retorno.

VII.2.3. DESHUMECTADOR.

Al seleccionar el deshumectador se debe considerar siempre la posibilidad de arrancar el equipo en un edificio que tenga temperaturas bastante altas y que por tanto las terminales de V.A.V trabajen al 100% de su capacidad.

La velocidad frontal recomendada en los sistemas V.A.V. es de 500 - 575 rpm para con esto alcanzar un factor de by-pass de 0.04.

Cuando se utiliza un climatizador de tiro inducido, la suma del calor del ventilador y del absorbido en el ducto no debe exceder del 15% de la carga sensible del local.

Con los datos obtenidos se calcula el diferencial de temperatura del deshumectador:

$$\Delta T_{\text{DESH}} = (T_{\text{LOCAL}} - T_{\text{P.H.}}) * (1 - \text{PERDIDAS VENT.}) * (1 - \text{B.F.})$$

En sistemas de expansión y en otros donde las pérdidas por calor del ducto y del ventilador es inferior a 15%, se pueden usar mayores ΔT_{DESH} , para reducir la cantidad de aire de suministro. En tanto que si es mayor al 15% se debe usar un climatizador de tiro forzado, para mantener un ΔT constante, es necesario que el calor del ventilador sea absorbido por el serpentín de enfriamiento y no por el aire de inyección.

VII.2.4. EQUIPOS DE REFRIGERACION.

El equipo de refrigeración que se puede utilizar para enfriar agua o en el sistema de expansión directa, se selecciona de manera que satisfaga los requerimientos del deshumectador y las condiciones de diseño.

Este equipo se utiliza con enfriamiento de agua, si el climatizador está muy lejos del sistema de refrigeración o en su defecto si se tienen varios climatizadores.

En tanto que la expansión directa se utiliza cuando el climatizador está cerca del sistema, este arreglo es el mas económico.

Si se tiene la posibilidad de obtener agua en abundancia, se utilizan condensadores enfriados por agua, los cuales van acompañados con torres de enfriamiento; pero si no existe este recurso se pueden utilizar condensadores enfriados por aire.

Claro que si se utilizan sistemas enfriados por agua se deben considerar las pérdidas en las bombas y en las tuberías, y estas se deben de añadir a la capacidad del equipo de refrigeración.

Se pueden utilizar equipos enfriadores alternativos cuando se tienen aplicaciones de 100 a 150 toneladas de refrigeración. Pero si se requieren tonelajes mayores se pueden utilizar equipos centrífugos o de absorción, tomando en cuenta el costo del agua y la energía eléctrica para su selección.

VII.2.5. PRECALENTADORES.

Un precalentador se manifiesta necesario al comparar la temperatura de la mezcla del aire exterior y del retorno, durante condiciones mínimas de temperatura exterior.

Los recalentadores se utilizan de acuerdo a las temperaturas exteriores y de diseño, así como del tipo de construcción que tenga el edificio.

VII.2.6. TORRES DE ENFRIAMIENTO.

Existen dos tipos de torres de enfriamiento que se pueden utilizar, que son:

DE CIRCUITO CERRADO.

DE CIRCUITO ABIERTO.

VII.2.6.1. TORRES DE CIRCUITO ABIERTO.

Algunas de las características de las torres de enfriamiento con circuito abierto son:

El consumo de energía de una torre abierta es menor que el de las cerradas, ya que los ventiladores trabajan con menos carga estática, se obtienen temperaturas menores.

El control de la temperatura del condensador se obtiene por medio de un control térmico y de una válvula con arreglo de by-pass.

Las torres abiertas proveen de una succión positiva en la bomba del condensador, evitando así posible cavitación, en algunas ocasiones las torres y las bombas se colocan en el mismo piso, por lo que se recomienda que la torre descargue hacia abajo y así lograr la succión positiva.

La colocación de bombas en reserva, evita la necesidad de parar los sistemas en caso de fallas en la bomba.

VII.2.6.2. TORRES DE CIRCUITO CERRADO.

Algunas de las características de las torres con circuito cerrado son:

Las torres y sus accesorios son simples, los cuales se ensamblan directamente en la fábrica.

La modulación de las compuertas se utiliza para tener el control de la temperatura, minimizando con esto problemas de sobre-enfriamiento.

La capacidad de los ventiladores debe ser tal que permita que las torres puedan estar fuera del edificio.

VII.3. CLIMATIZADOR CENTRAL EN DUCTO DOBLE.

El climatizador central para un sistema de Volumen de Aire Variable con ducto doble, se selecciona con la suma de las máximas cantidades de aire suministradas a cada zona o espacio, esta cantidad de aire debe ser tal que provea una presión estática en el ventilador que contrarreste la resistencia del aparato.

Un sistema de ducto doble se puede proyectar para disposiciones de soplado y de aspiración de aire. Si es aire

soplado, los ventiladores deben tener placas perforadas colocadas frente a la descarga de aire y los serpentines de calefacción y enfriamiento para proveer un aire uniforme.

Si se quiere regular la descarga del aire del ventilador de una manera mas eficiente, se debe adoptar una sección cóncava; cuya longitud sea de 1.5 a 2 veces mayor que el diámetro equivalente de la descarga del ventilador.

En aire soplado o aspirado, el recalentador se selecciona de modo que caliente el caudal de aire desde la temperatura de proyecto de aire frío en invierno, hasta la temperatura de aire caliente que se requiere. Se recomienda elegir un recalentador con un exceso de capacidad de 15-25% en previsión de las pérdidas de calor por captación y las que se originan en el ducto.

La carga de refrigeración se determina por la suma de las cantidades requeridas por los deshumectadores y los serpentines de pre-enfriamiento. La suma de estos supone que el equipo está funcionando a su carga máxima. Las máquinas de refrigeración pueden ser de tipo de pistón, de absorción o centrífugas.

NOMENCLATURA CURVAS

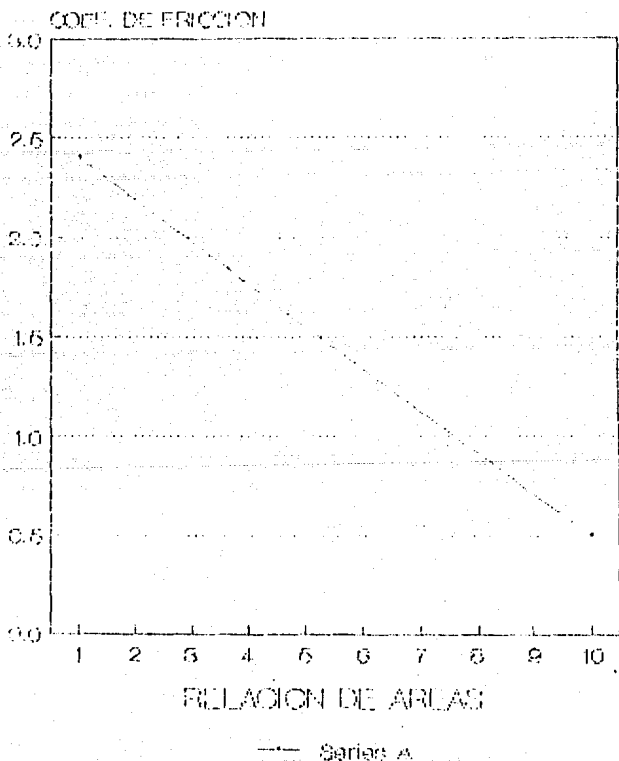
FRICCION EN COMPUERTAS.

SERIE A Representa el comportamiento de la fricción con respecto a la relación de área entre la compuerta y el ducto.

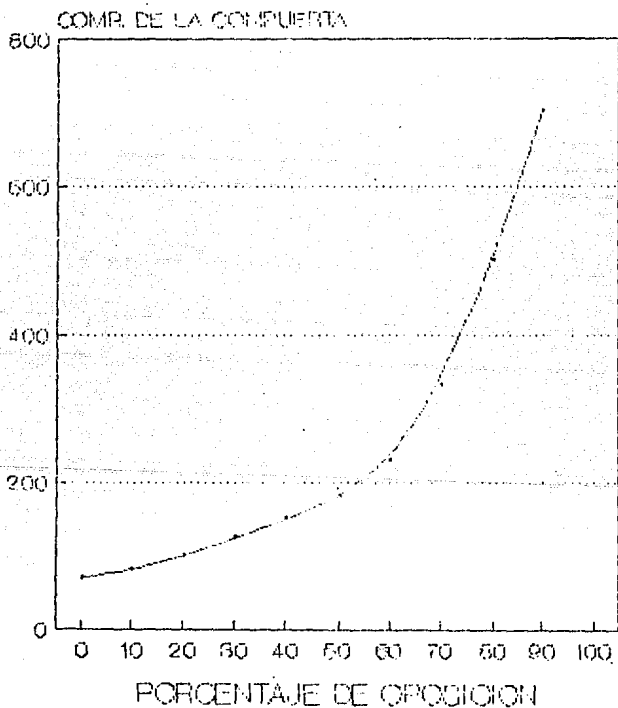
CARACTERISTICAS DEL FLUJO.

SERIE A Representa el comportamiento de la compuerta en el ducto de acuerdo con la oposición que se presenta por el paso del aire.

FRICCION EN COMPUERTAS

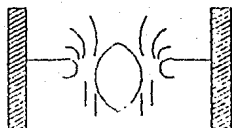


CARACTERISTICAS DEL FLUJO

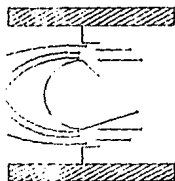


— Series A

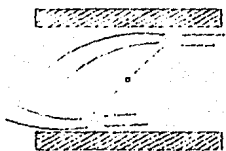
TIPOS DE COMPUERTAS



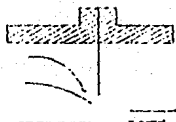
FUELLE DIRECTO



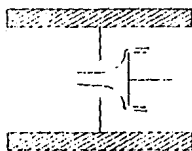
COLUMPIO



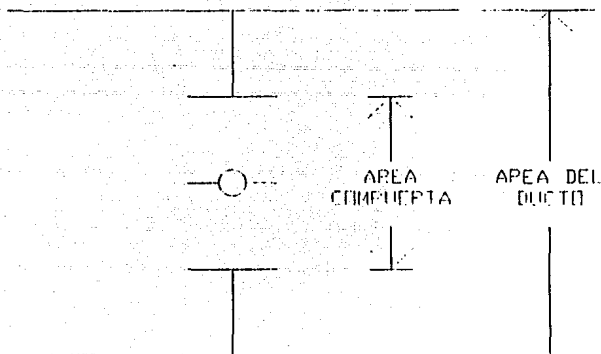
NAPIER



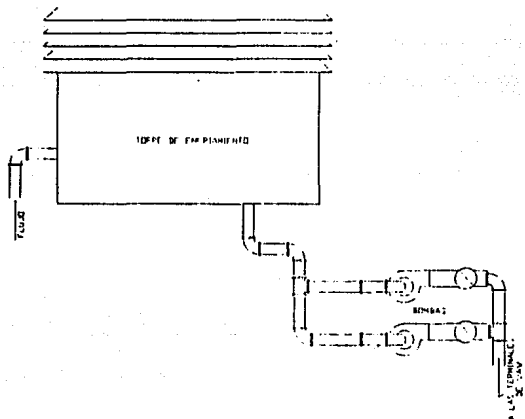
COMPUERTA



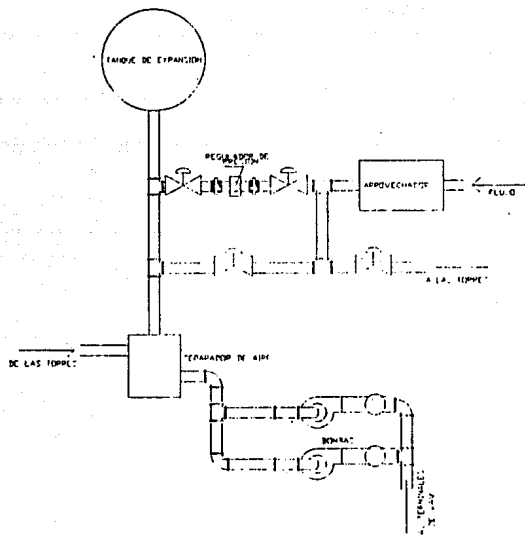
TALON



RELACION DE
AREAS EN COMPUERTAS



CIRCUITO ABIERTO DE TORRES DE ENFRIAMIENTO



CIRCUITO CERRADO DE TORRES DE ENFRIAMIENTO

CONCLUSIONES

Los sistemas de Volumen de Aire Variable compensan las variaciones de carga en la inyección de aire a través de los ductos. No requiere controles zonificados, ya que cada zona se controla de manera independiente.

Las ventajas que tienen los V.A.V., son que sus costos tanto inicial como de operación son bajos. El costo inicial es bajo comparado con otros sistemas que proveen aire zonificado de manera independiente, ya que únicamente requiere una sección del ducto, una terminal y un control para la terminal.

Cuando existe la diversidad de carga, se utilizan accesorios para los sistemas todo aire, con lo que al variar el volumen de aire de inyección por una variación de la carga, la refrigeración y el motor del ventilador también varían. Lo que indica que el sistema es autobalanceable.

Durante estaciones intermedias y temporadas de frío este sistema es económico, ya que en épocas frías se puede usar como calefacción el aire de retorno auxiliado por un recalentador en tanto que el enfriamiento se logra por la mezcla entre el aire de retorno y el aire exterior. En tanto que en verano el aire de retorno pasa directamente como calefacción y el enfriamiento se consigue al pasar el aire por un serpentín.

Los sistemas de Volumen de Aire Variable, no son recomendables para aplicaciones donde la carga varía mas de un 20%. Primero, por que con variaciones de flujo por abajo de un 50 ó 60% del diseño se produce un estrangulamiento en la descarga, lo que conlleva pérdidas en el control del aire. Segundo como se utilizan compuertas, si se tienen variaciones considerables en la carga, estas no pueden amortiguar los ruidos generados por la velocidad del aire.

Mejoras en los sistemas de estrangulación, así como en los aparatos y en la aerodinámica de las compuertas, han ayudado a eliminar estos problemas, a la vez que han aumentado la potencialidad de los sistemas de Volumen de Aire Variable.

Estos sistemas se pueden manejar desde las áreas interiores y se pueden utilizar en las zonas perimetrales de los edificios, donde las variaciones de la carga son grandes, con un diseño de volumen tal que nos permita variaciones del 10% sin ningún problema de estrangulamiento.

Las aplicaciones son muy variadas, ya que se pueden utilizar en oficinas, hoteles, hospitales, departamentos, laboratorios, escuelas, etc.

N O M E N C L A T U R A

A _{PARED}	AREA DE LA PARED
A _{PISO}	AREA DEL PISO
A _{SUMINISTRO}	AIRE DE SUMINISTRO
A _{TECHO}	AREA DEL TECHO
A _{VIDRIO}	AREA DEL VIDRIO
B.F.	FACTOR DE BY-PASS
CARGA ILUM.	CARGA POR ILUMINACION
CARGA ILUM. RET.	CARGA POR ILUMINACION EN EL RETORNO
C _D	COEFICIENTE DE PERDIDA EN COMPUERTA
h _{A.MEZCLA}	ENTALPIA DEL AIRE DE MEZCLA
h _f	PERDIDAS POR FRICCION
h _{PR}	ENTALPIA DEL PUNTO DE ROCIO
LONG.PER.	LONGITUD PERIMETRAL
P.D.	CAIDA DE PRESION EN COMPUERTA
PROF.PER.	PROFUNDIDAD PERIMETRAL
P.C.A.E.	PERDIDAS DE CALEFACCION DEL AREA EXT.
Q.	FLUJO TOTAL DEL AIRE
Q _{A.CAL.}	FLUJO DE AIRE CALIENTE
Q _{AE}	FLUJO DEL AIRE EXTERIOR
Q _{A.FRIO}	FLUJO DE AIRE FRIO
Q _{A.TOTAL}	FLUJO DE AIRE TOTAL EN EL DESHUMECTADOR
Q _{CAL.}	FLUJO PARA CALEFACCION
Q.L. _{POR PERSONA}	CALOR LATENTE POR PERSONA
Q _{MIN.}	FLUJO MINIMO A SUMINISTRAR
Q _{PER.}	CALOR DEL PERIMETRO TOTAL
Q _{PER.1}	CALOR DEL PERIMETRO DE RADIACION
Q _{REFRG.}	FLUJO PARA REFRIGERACION

QSH_{MAX}	CALOR SENSIBLE MAXIMO EN LA HABITACION
QSH_{MAX} DEL CONJUNTO	SUMATORIA DEL CALOR SENSIBLE MAXIMO
$Q.S.$ DEL LOCAL	CALOR SENSIBLE DEL LOCAL
$Q.S.$ MIN. LOCAL	CALOR SENSIBLE MINIMO DEL LOCAL
$QSEH$	CALOR SENSIBLE EFECTIVO DEL LOCAL
Q_z	CAUDAL DE AIRE POR ZONA
Sp	PRESION ESTATICA
$T_{A.CAL. INV.}$	TEMP. DE AIRE CALIENTE EN INVIERNO
$T_{A.FRIO INV.}$	TEMPERATURA DE AIRE FRIO EN INVIERNO
$T_{AIRE SUN.}$	TEMPERATURA AIRE DE SUMINISTRO
$T.T.I.$	TAMAÑO DE LA TERMINAL INTERIOR
T_H	TEMPERATURA DE LA HABITACION
$T_{H. INV.}$	TEMPERATURA DE HABITACION EN INVIERNO
$T_{H. VERANO}$	TEMPERATURA DE HABITACION EN VERANO
$T_{H. VER. CAL.}$	TEMPERATURA HAB. VERANO POR CALEFACCION
T_{LOCAL}	TEMPERATURA DEL LOCAL
TP	PRESION TOTAL
$T_{P.R.}$	TEMPERATURA DEL PUNTO DE ROCIO
$T_{POR PARED}$	TRANSMISION POR PARED
$T_{POR VIDRIO}$	TRANSMISION POR VIDRIO
U_{PARED}	COEFICIENTE DE INFILTRACION PARED
U_{TECHO}	COEFICIENTE DE INFILTRACION TECHO
U_{VIDRIO}	COEFICIENTE DE INFILTRACION VIDRIO
V	VELOCIDAD EN EL DUCTO
V_D	VELOCIDAD EN LA COMPUERTA.
V_P	PRESION DE VELOCIDAD
ΔT_{DESH}	INCREMENTO DE TEMP. DEL DESHUMECTADOR
Δ_{gr}	CAPACIDAD DE ABSORCION

B I B L I O G R A F I A .

HERNANDEZ Goribar, Eduardo.

Calefacción, aire acondicionado y refrigeración.

Ed. LIMUSA.

México, D.F.

1990.

VARIABLE AIR VOLUME.

Air conditioning clinic.

The TRANE company.

La Crosse, Wisconsin.

A TREATISE ON VARIABLE AIR VOLUME SYSTEMS.

Barber Colman company.

Rockford, Illinois.

SISTEMAS DE VOLUMEN VARIABLE.

Guia de ingeniería para sistemas de volumen variable.

Carrier air conditioning company.

México, D.F.

VARIABLE AIR VOLUME SYSTEMS.

Carrier air conditioning company.

New York, E.U.A.

ROOFTOP/VAV SYSTEM DESIGN.

The TRANE company.

La Crosse, Wisconsin.

VARIABLE AIR VOLUME DUCT DESIGN.

The TRANE company.

La Crosse, Wisconsin.

SELF-CONTAINED/VAV SYSTEM DESIGN.

The TRANE company.

La Crosse, Wisconsin.

MANUAL DE AIRE ACONDICIONADO.

Carrier air conditioning company.

Ed. Marcombo

Barcelona, España.

1986.

Mc.QUISTON, Faye C.

Heating, ventilating, and air conditioning.

Ed. John Wiley and Sons.

Oklahoma, E.U.A.

1977