

DISEÑO DE UN SISTEMA CENTRAL DE ACONDICIONAMIENTO DE AIRE
PARA EL BLOQUE C DE LA CORPORACION UNIVERSITARIA
TECNOLOGICA DE BOLIVAR

DIEGO GONZALEZ HERAZO
EDGAR DUQUE GUTIERREZ

CARTAGENA DE INDIAS D. T. Y C.
CORPORACION UNIVERSITARIA TECNOLOGICA DE BOLIVAR
FACULTAD DE INGENIERIA MECANICA

1995

DISEÑO DE UN SISTEMA CENTRAL DE ACONDICIONAMIENTO DE
AIRE PARA EL BLOQUE C DE LA CORPORACION UNIVERSITARIA
TECNOLOGICA DE BOLIVAR

DIEGO GONZALEZ HERAZO

EDGAR DUQUE GUTIERREZ

Trabajo de Grado presentado como requisito para obtener
el Título de INGENIERO MECANICO

Director: HELBERT CARRILLO

Ingeniero Mecánico

CARTAGENA DE INDIAS D. T. Y C.
CORPORACION UNIVERSITARIA TECNOLOGICA DE BOLIVAR
FACULTAD DE INGENIERIA MECANICA

1995

Cartagena de Indias, D. T. Abril 7 de 1995

Señores:

COMITE DE PROYECTOS DE GRADO

Corporación Universitaria Tecnológica de Bolívar
La Ciudad

Apreciados Señores:

Nos permitimos hacer entrega del proyecto de Grado Titulado: "**DISEÑO DE UN SISTEMA CENTRAL DE ACONDICIONAMIENTO DE AIRE PARA EL BLOQUE C DE LA CORPORACION UNIVERSITARIA TECNOLOGICA DE BOLIVAR**" para su respectiva revisión y calificación.

Cordialmente,

EDGAR DUQUE GUTIERREZ
C.C. 72'152.472 De B/quilla.

DIEGO GONZALEZ HERAZO
C.C. 15'051.323 de Sahagún.

Cartagena de Indias, D. T. Abril 7 de 1995

Señores:

COMITE DE PROYECTOS DE GRADO

Corporación Universitaria Tecnológica de Bolívar
La Ciudad

Estimados Señores:

Como director del proyecto de Grado Titulado: "**DISEÑO DE UN SISTEMA CENTRAL DE ACONDICIONAMIENTO DE AIRE PARA EL BLOQUE C DE LA CORPORACION UNIVERSITARIA TECNOLOGICA DE BOLIVAR**", elaborado por los estudiantes **DIEGO GONZALEZ HERAZO Y EDGAR DUQUE GUTIERREZ**, manifiesto estar de acuerdo con el trabajo realizado, por tanto, pongo a consideración de Ustedes el Presente, para su revisión y calificación.

Cordialmente,

HELBERT CARRILLO
C.C. 5'682.759 Málaga (S.S).
Ingeniero Mecánico.

NOTA DE ACEPTACION

PRESIDENTE DEL JURADO

JURADO

JURADO

CARTAGENA DE INDIAS, D. T. Y C. 1995

DEDICATORIA

A mis Padres:

Diego González Vargas y Enriqueta Herazo Bula, por el apoyo y confianza depositada.

A mi hermana y sobrinas que con su cariño y ternura fueron motivación en todo momento.

A todas aquellas personas que de una u otra forma hicieron posible la realización de este proyecto.

DIEGO GONZALEZ HERAZO

DEDICATORIA

A mi Madre:

Fátima Gutiérrez Vecchio, por su comprensión y apoyo incondicional.

A mis hermanos:

Carlos, Helena, José, quienes siempre estuvieron a mi lado en los momentos difíciles.

EDGAR DUQUE GUTIERREZ

DEDICATORIA

A Nuestro Señor Jesucristo por ser el guía que en cada Instante nos conduce con paso firme hacia los grandes logros, preservando siempre en nuestros corazones el espíritu de constancia dedicación y fe.

AGRADECIMIENTOS

Los Autores expresan sus Agradecimientos:

Al Ingeniero Luis Majana Coneo, por su colaboración.

ANuestro Director de Proyectos Ing. Helbert Carrillo por su
dedicación y orientación.

AHernando Clavijo por su colaboración durante el montaje.

ATodos aquellos que contribuyeron a la ejecución del proyecto.

TABLA DE CONTENIDO

RESUMEN

INTRODUCCION

1 ACONDICIONAMIENTO DE AIRE

1.1 GENERALIDADES

1.2 SISTEMA DE ACONDICIONAMIENTO DE AIRE

1.2.1 Componentes del sistema y sus funciones

1.2.2 Tipos de sistemas

1.2.2.1 Sistemas de expansión directa

1.2.2.2 Sistemas Todo-Agua

1.2.2.3 Sistemas Todo-Aire

1.2.2.4 Sistemas Aire-Agua

1.2.2.5 Bombas de calor

1.2.3 Aplicaciones

1.2.3.1 Instalaciones para función única

1.2.3.2 Instalaciones de función múltiple

2 PROCEDIMIENTO GENERAL PARA EL DISEÑO DE UN SISTEMA CENTRAL DE ACONDICIONAMIENTO DE AIRE

2.1 INVESTIGACION Y ANTEPROYECTO

2.2 ESTIMACION DE LA CARGA DE REFRIGERACION

2.3 SELECCION DE LAS UNIDADES DE REFRIGERACION

2.3.1 Consideraciones Arquitectónicas y de Diseño

- 2.3.2 Requerimientos de temperatura en el cuarto
- 2.3.3 Elevación de Temperatura en el Refrigerante
- 2.3.4 Requerimientos de Ventilador
- 2.4PROYECTO DE DUCTOS
 - 2.4.1 Espacio disponible
 - 2.4.2 Nivel de ruido
 - 2.4.3 Pérdidas por fricción
 - 2.4.4 Costo inicial (Inversión)
 - 2.4.5 Calor, pérdidas y ganancias por fugas
- 2.5SELECCION DEL EQUIPO CENTRAL DE REFRIGERACION
- 2.6DISEÑO DEL SISTEMA DE TUBERIAS
- 2.7ELABORACION DE PLANOS
- 3 DESCRIPCION DEL SISTEMA DE ACONDICIONAMIENTO DE AIRE
INSTALADO
EN EL BLOQUE C
 - 3.1SISTEMA TODO-AGUA
 - 3.1.1 Operación
- 4.1ESTRATEGIA DE TRABAJO
 - 4.1.1 Definir el problema
 - 4.1.2 Recolectar datos
 - 4.1.3 Entrar datos al programa
 - 4.1.4 Realización de cálculos y generación de resultados
 - 4.1.5 Selección de equipos
- 4.2VISTA GENERAL DEL PROGRAMA
- 4.3TERMINOLOGIA FUNDAMENTAL
- 4.4RESUMEN DE LAS TAREAS DEL PROGRAMA DE CARGA
 - 4.4.1 Introducción de datos climáticos

4.4.2 Introducción de datos de programación

4.4.3 Introducción de datos de materiales de construcción

4.4.4 Introducción de datos sobre los espacios

4.4.5 Introducción de datos del sistema de aire

4.4.6 Ejecución de la carga de diseño

4.5PARAMETROS CLIMATICOS DE DISEÑO

4.6CALCULOS CLIMATICOS

4.6.1 Generalidades sobre los cálculos de los datos climáticos

4.6.2 Convenciones de hora para datos climáticos y de carga

4.6.2.1 Hora local (LT)

4.6.2.2 Hora solar aparente (AST)

4.6.2.3 Hora local versus hora solar aparente

4.6.3 Cálculo de los perfiles de temperatura de diseño

4.6.3.1 Cálculo de los perfiles de bulbo seco

4.6.3.2 Cálculo de los perfiles de bulbo húmedo

4.6.4 Cálculo de los perfiles de flujo solar de diseño y de ganancia de calor solar

4.6.4.1 Fundamentos sobre la energía solar

4.6.4.1.1 Flujo solar

4.6.4.1.2 Ganancia de calor solar

4.6.4.1.3 Flujo solar extraterrestre

4.6.4.1.4 Componentes del flujo solar

4.6.4.1.5 Angulos solares

4.6.4.2 Cálculo de los perfiles del flujo solar con cielo despejado

4.6.4.3 Cálculo de perfiles de ganancia de calor solar con cielo despejado

4.7 CALCULOS DE CARGA TERMICA

4.7.1 Enfriamiento de diseño

4.7.2 Principios del método de carga de la función de transferencia

4.7.2.1 Consideraciones de transferencia de calor para edificios

4.7.2.2 El método de balance de calor

4.7.2.3 Principios fundamentales de la función transferencia

4.7.2.4 Procedimientos fundamentales de la función transferencia

4.7.2.5 Ejemplo de la función transferencia para cargas de iluminación

4.7.2.6 Ejemplo de la función transferencia para cargas de transmisión

4.7.3 Resumen de los cálculos de carga para los componentes de la función transferencia

4.7.3.1 Carga de transmisión en paredes y techos

4.7.3.2 Cargas solares a través de ventanas

4.7.3.3 Carga de transmisión a través de ventanas

4.7.3.4 Cargas solares y de transmisión a través de puertas

4.7.3.5 Cargas de transmisión por particiones

4.7.3.6 Cargas de transmisión por pisos

4.7.3.7 Cargas por iluminación

4.7.3.8 Cargas debidas a equipos eléctricos

4.7.3.9 Carga debida a personas

4.7.3.10 Cargas misceláneas latentes y sensibles

4.7.3.11 Carga debido a infiltraciones

5 SOFTWARE PARA DISEÑO DE DUCTOS

5.1 PROCEDIMIENTOS BASICOS

5.1.1 Recolección de datos

5.1.2 Entrada de datos

5.1.3 Diseño del sistema

5.1.4 Obtención de resultados

5.2TERMINOS FUNDAMENTALES

5.2.1 El sistema de ductos

5.2.2 La sección

5.2.3 Orientación de la sección

5.2.4 Atributos de la sección

5.2.4.1 Conexión de la sección

5.2.4.2 Forma de la sección

5.2.4.3 Material de la sección

5.2.4.4 Longitud de la sección

5.2.4.5 Accesorios de conexión de la sección

5.2.4.6 Equipo de la sección

5.3APLICACION DE LOS PRINCIPIOS

5.4CALCULOS FUNDAMENTALES

5.4.1 Ratas de flujos de aire

5.4.2 Area de flujo de aire

5.4.3 Velocidad del aire

5.4.4 Propiedades del aire

5.4.5 Presión

5.4.6 Pérdidas de presión por fricción

5.4.7 Pérdidas de presión dinámica

5.5CALCULOS DE DIMENSIONAMIENTO

5.5.1 Procedimiento general de dimensionamiento

5.5.2 Determinación del método de dimensionamiento

5.5.3 Determinación de las limitaciones de dimensión de la sección

5.5.4 Cálculos del método de igual fricción

5.5.5 Selección óptima de las dimensiones

6 CALCULO DE LA CARGA TERMICA

6.1 DATOS CLIMATICOS

6.2 DEFINICION DE ESPACIOS Y ZONAS DEL EDIFICIO

6.3 MATERIALES DE CONSTRUCCION Y COEFICIENTES DE TRANSMISION

6.4 SCHEDULES O PROGRAMACIONES

6.5 INFILTRACIONES

6.5.1 Infiltración a través de ventanas (I.V)

6.5.2 Infiltración a través de puertas (I.P)

6.6 ESPECIFICACION DE LOS DATOS DE ENTRADA PARA LOS ESPACIOS

6.7 DESCRIPCION DE LAS ZONAS

6.8 IMPRESIONES DE LOS RESULTADOS

7 CALCULO DEL SISTEMA DE DUCTOS

7.1 INTRODUCCION DE INFORMACION

7.1.1 System Header Data

7.1.2 Sizing Criterias

7.1.3 Section Input Data

7.2 DETERMINACION DE LOS ESPACIOS DONDE SE INSTALARAN LOS DUCTOS

7.3 ESPECIFICACION DE LOS MATERIALES PARA EL SISTEMA DE DUCTOS

7.4 DESCRIPCION DE LOS SISTEMAS DE DISTRIBUCION DE AIRE

7.4.1 Rectoría

7.4.2 Oficina 1

7.4.3 Oficina 2

7.4.4 Oficina 3

7.4.5 Salas de cómputo

7.5 RESULTADOS SUMINISTRADOS POR EL PROGRAMA

7.5.1 Size Data

7.5.2 Pressure Loss Data

7.5.3 Fan Data Printout

7.5.4 Heat Gain Data

8 SELECCION DE UNIDADES VENTILADOR-SERPENTIN Y ENFRIADORES DE AGUA

8.1 UNIDADES VENTILADOR-SERPENTIN

8.1.1 Características

8.1.2 Consideraciones de selección

8.1.2.1 Consideraciones arquitectónicas y de diseño

8.1.2.2 Requerimientos de temperatura en el cuarto

8.1.2.3 Elevación de temperaturas en el agua enfriada

8.1.2.4 Requerimientos de ventilación

8.1.3 Selección de enfriamiento

8.1.3.1 Rectoría

8.1.3.2 Secretarías

8.1.3.3 Oficina 1

8.1.3.4 Oficina 2

8.1.3.5 Oficina 3

8.1.3.6 Biblioteca

8.1.3.7 Aula 1 - Piso 2

8.1.3.8 Aula 2 - Piso 2

8.1.3.9 Aula 3 - Piso 3

8.1.3.10 Aula 1 - Piso 3

8.1.3.11 Aula 2 - Piso 3

8.1.3.12 Aula 3 - Piso 3

8.1.3.13 Aula 4 - Piso 3

8.1.3.14 Audiovisuales

8.1.3.15 Oficina audiovisuales

8.2.1 Condiciones de funcionamiento

9 DISEÑO DEL SISTEMA DE TUBERIAS Y SELECCION DE LA BOMBA

9.1CARGA TOTAL DE BOMBEO

9.1.1 Parámetros de cálculo

9.1.2 Procedimiento

9.2CARACTERISTICAS GENERALES DE LA INSTALACION

10 SELECCION DE AISLAMIENTOS PARA TUBERIA DE AGUA Y CALCULO DE SU ESPESOR

10.1SELECCION DE AISLAMIENTOS

10.2CALCULO DEL ESPESOR CRITICO

11 PLAN DE MANTENIMIENTO PREVENTIVO PARA EL SISTEMA

11.1UNIDAD ENFRIADORA DE AGUA

11.2UNIDAD VENTILADOR-SERPENTIN (Fan-coil)

11.3TERMOSTATO

11.4RED HIDRAULICA

11.4.1 Sistema de bombeo

11.5LOCALIZACION DE FALLAS

CONCLUSIONES

BIBLIOGRAFIA

LISTA DE FIGURAS

- FIGURA 1. Temperatura y humedad de la zona de confort
- FIGURA 2. Sistema de expansión directa (DX)
- FIGURA 3. Sistema de expansión directa
- FIGURA 4. Unidades ventilador-serpentín de habitación
- FIGURA 5. Sistema todo-aire
- FIGURA 6. Sistema todo-aire con control de caudal
- FIGURA 7. Sistema aire-agua
- FIGURA 8. Sistema de inducción aire-agua
- FIGURA 9. Esquema de un sistema de agua helada
- FIGURA 10. Carta general de menús
- FIGURA 11. Jerarquía del edificio y componentes del sistema
- FIGURA 12. Hora solar vs hora local para una ciudad en una longitud de zona central
- FIGURA 13. Ilustración de los ángulos solares
- FIGURA 14. Ejemplo de carga por iluminación
- FIGURA 15. Ejemplo de ganancia de calor por paredes
- FIGURA 16. Ejemplo de cálculo de carga por paredes
- FIGURA 17. Perfil de carga solar para una ventana orientada hacia el este
- FIGURA 18. Perfil de carga por transmisión a través de ventanas
- FIGURA 19. Perfiles de carga por iluminación
- FIGURA 20. Perfil de carga por equipos eléctricos
- FIGURA 21. Perfil de carga sensible debida a personas

FIGURA 22. Diagrama sencillo de un sistema de ductos

FIGURA 23. Identificación de nodos y numeración de las secciones

FIGURA 24. Ilustración de un cálculo de flujo de aire

FIGURA 25. Tipos de paredes compuestas

FIGURA 26. Sistema de distribución de aire para la rectoría

FIGURA 27. Sistema de distribución de aire para la oficina 1

FIGURA 28. Sistema de distribución de aire para la oficina 2

FIGURA 29. Sistema de distribución de aire para la oficina 3

FIGURA 30. Sistema de distribución de aire para las salas de cómputo

FIGURA 31. Sistema cerrado de circulación de agua fría con mayor caída de presión por fricción

FIGURA 32. Sección transversal de un tubo con su aislamiento

LISTA DE TABLAS

TABLA 1. Componentes de un sistema de acondicionamiento de aire y sus funciones

TABLA 2. Sistema de acondicionamiento de aire y sus aplicaciones

TABLA 3. Valores típicos de reflectividad del suelo

TABLA 4. Factores horarios (f_h) para perfiles de bulbo seco de diseño

TABLA 5. Factores mensuales para perfiles de bulbo seco de diseño

TABLA 6. Factores de bulbo húmedo para perfiles de bulbo húmedo de diseño

TABLA 7. Parámetros de flujo solar con cielo despejado para el hemisferio norte

TABLA 8. Parámetros de flujo solar con cielo despejado para el hemisferio sur

TABLA 9. Coeficientes de transmisión y absorción para vidrio de referencia

TABLA 10. Cálculos de carga por iluminación para 12 horas

TABLA 11. Materiales y coeficientes de transmisión U para paredes, ventanas y puertas del edificio

TABLA 12. Materiales y coeficientes de transmisión U para cielo raso, techos y pisos del edificio

TABLA 13. Cálculo de infiltraciones para los espacios del Bloque C

TABLA 14. Niveles de actividad de las personas y ganancia de calor

TABLA 15.Resultados del cálculo de carga térmica

TABLA 16.Difusores y rejillas de suministro

TABLA 17.Valores de manejo de aire para equipos ventilador-serpentín

TABLA 18.Rendimientos para unidades ventilador-serpentín comerciales

TABLA 19.Equipos manejadores de aire seleccionados

TABLA 20.Factor K y pérdidas por fricción en accesorios y reducciones no estandarizadas

TABLA 21.Cálculos de las pérdidas por fricción en cada tramo del circuito de tuberías de agua fría

TABLA 22.Número de Prandtl para gases

TABLA 23.Espesor de aislante

TABLA 24.Localización de fallas en el sistema de acondicionamiento de aire

LISTA DE ANEXOS

- ANEXO 1.Formato para cálculo manual de la carga térmica
- ANEXO 2.Formato de entrada de datos del sistema
- ANEXO 3.Formato de entrada de datos de las secciones
- ANEXO 4.Accesorios para conexión de ductos
- ANEXO 5.Coeficientes de transmisión U para materiales de construcción empleados en particiones
- ANEXO 6.Coeficientes de transmisión U para cielo razos, techos y pisos
- ANEXO 7.Resistencias térmicas para los diferentes materiales de construcción
- ANEXO 8.Infiltraciones por puertas y ventanas
- ANEXO 9.Factores de vidrio para ganancias de calor solar a través de ventanas
- ANEXO 10.Condiciones interiores de diseño recomendadas
- ANEXO 11.Valores usuales de factores de Bypass para diferentes aplicaciones
- ANEXO 12.Catálogos de fan-coils y chillers
- ANEXO 13.Catálogo de características y propiedades del PVC
- ANEXO 14.Longitudes equivalentes de válvulas y accesorios
- ANEXO 15.Tipo de contracciones para unión de tuberías de diferente diámetro
- ANEXO 16.Catálogo de la bomba

ANEXO 17.Viscosidad cinemática de algunos gases y líquidos

ANEXO 18.Conductividades térmicas de gases y vapores

ANEXO 19.Fotografías del montaje

LISTA DE PLANOS

PLANO 1. Aire acondicionado - planta primer piso

PLANO 2. Aire acondicionado - segundo piso

PLANO 3. Aire acondicionado - tercer piso

PLANO 4. Aire acondicionado e instalación de Chillers
cuarto piso (techo y planta)

PLANO 5. Sistema de tuberías - Bloque C

RESUMEN

Este trabajo es la culminación de un proyecto emprendido por estudiantes, profesores y directivos de la Corporación Universitaria Tecnológica de Bolívar buscando la solución a tres necesidades básicas:

- Instalar un sistema de acondicionamiento de aire en el edificio destinado para administración y post-grado.

- Mostrar a la comunidad general que en la institución se cuenta con la capacidad y los conocimientos suficientes para ofrecer una nueva área de estudio; la tecnología en refrigeración y aire acondicionado.

- Poner en operación el software especializado de la Carrier Corporation adquirido con el objeto de ser una herramienta tanto de estudio como de trabajo, manteniendo a la universidad a la vanguardia en adelantos técnicos.

A pesar de no ser éste el primer proyecto en su área, es

uno de los más importantes por su envergadura y por el carácter didáctico que se le ha dado. Al analizar su contenido se aprecian tres partes principales.

Los primeros tres capítulos muestran una visión general sobre el acondicionamiento de aire, con temas tales como componentes del sistema de refrigeración, características, aplicaciones y procedimientos básicos para la ejecución de un proyecto de acondicionamiento de aire. La información tratada en esta parte viene apoyada por numerosos esquemas, gráficos y tablas que facilitan el acceso a cualquier dato que el Ingeniero proyectista requiera cuando esté investigando.

En la segunda parte comprendida por los capítulos 4 y 5, se analiza el software empleado en el diseño del sistema de acondicionamiento. La transferencia de calor a través del tiempo o flujo de calor transitorio es explicado en forma clara utilizando el método de la "función transferencia"; con esto se persigue entender la variación de la carga a desalojar de un espacio en un intervalo determinado. Esta información se completa con los manuales del programa para lograr una fácil comprensión de los principios fundamentales que rigen su operación y por consiguiente, mejor aprovechamiento por parte de estudiantes y diseñadores.

La tercera y última parte, conformada por los capítulos restantes contiene las memorias de cálculo del sistema que se muestran en las impresiones arrojadas por el programa, tablas de resultados, diagramas y figuras; cada una va acompañada por la explicación correspondiente, así como el detalle de los pasos usados en los cálculos, logrando el sentido didáctico que se plantea obtener inicialmente.

INTRODUCCION

La ciencia y la tecnología suministra al hombre de hoy, medios suficientes para mejorar sus condiciones de vida y lograr el bienestar tanto de los suyos como de la comunidad en general.

En el campo laboral, por ejemplo, se buscan siempre ambientes que satisfagan 2 puntos de vista esenciales; el primero, obtener confort y comodidad para la plena ejecución de las actividades y el segundo,

preservar el buen estado de los productos o aumentar el rendimiento de ciertos procesos. Las numerosas investigaciones realizadas por Ingenieros y Técnicos en el área de la refrigeración en este siglo, ratifican que la climatización y el acondicionamiento del aire en estos y otros espacios es la solución apropiada al problema.

El diseño de estos sistemas de acondicionamiento de aire se hace cada vez más ágil y preciso, gracias a métodos de cálculo asistidos por computador, logrados a través del desarrollo de la Informática siempre al servicio de la Ingeniería.

La Corporación Universitaria Tecnológica de Bolívar en su afán por mantenerse al día con todos estos acontecimientos, solicitó la realización del Diseño de un sistema central de Acondicionamiento de aire a una de sus edificaciones empleando el software E20-II de la Carrier Corporation. Los cálculos e información aquí contenida se presenta en formatos de impresión suministrados por dicho programa, los cuales son analizados y explicados detalladamente con el propósito de servir como libro de consulta y estudios a estudiantes de Ingeniería, Técnicos y toda aquella persona involucrada en proyectos similares.

Así mismo, este trabajo pretende sentar las bases par la futura realización de diseños asistidos por computador dentro de la Institución, en el área de la Refrigeración y el Aire Acondicionado.

1 ACONDICIONAMIENTO DE AIRE

2.1 GENERALIDADES

El acondicionamiento de aire es el control simultáneo de la temperatura, humedad, movimiento del aire y calidad de éste en un espacio. La utilidad de un espacio determina las condiciones a que las propiedades anteriormente mencionadas deben mantenerse. El Acondicionamiento de Aire es capaz de proporcionar condiciones atmosféricas variables dependiendo la necesidad.

Existen una serie de parámetros básicos que se deben tener en cuenta en el Acondicionamiento de Aire, a saber:

- El nivel y humedad del Aire Acondicionado para confort está comprendido en una pequeña banda en la carta psicométrica, la cual varía dependiendo del año y del tipo de aplicación.
- La limpieza y el movimiento del aire son aspectos muy importantes. El aire limpio favorece desde el punto de vista de salud y mantenimiento del edificio; este debe mantenerse libre de polvo y de partículas de Hollín.

Así mismo el aire debe circular libremente en el cuarto al cual se suministra, permitiendo que absorba el calor y la humedad uniformemente. Cabe resaltar que al aire debe ser leve, para no causar corrientes molestas.

El confort se puede definir como cualquier condición que, cuando se cambia, hace sentir incómoda a una persona; por tanto una persona en condiciones de confort no se da cuenta que el sistema de acondicionamiento de aire existe. En un sistema de aire acondicionado de primera clase, las personas no tienen conciencia real de la temperatura, debido a que están en condiciones de confort, y no se siente el ruido del equipo, el movimiento del aire, ni mucho menos calor molesto.

En la Figura 1 se muestra la zona de confort que resulta de pruebas hechas a individuos seleccionados que realizan trabajo sedentario y que visten ropa estándar.

Las condiciones interiores de diseño que proporcionen confort son variables. En el acondicionamiento comercial de aire, se seleccionan casi siempre las siguientes condiciones: 78°F B.S. y 50% HR. En el acondicionamiento industrial de aire se utiliza la temperatura de bulbo seco un poco más alta (80°F B.S.) para reducir las cantidades de aire y el tonelaje.

Estos valores sin embargo se mueven en rangos que se especificarán más adelante dependiendo del tipo de instalación a acondicionar.

El objetivo ambiental en la mayor parte de las aplicaciones de acondicionamiento de aire es producir una condición de confort promedio para el tipo de trabajo incluido.

2.3 SISTEMA DE ACONDICIONAMIENTO DE AIRE

Un sistema de acondicionamiento de aire se define, por lo tanto, como un arreglo de equipo que acondicionará el aire en un espacio o en un Edificio. Su objetivo es proporcionar un ambiente confortable a los ocupantes de una instalación determinada.

2.4.1 Componentes del sistema y sus funciones.

Los elementos fundamentales de un sistema de acondicionamiento, sus elementos básicos y sus respectivas funciones están relacionadas en la Tabla 1.

2.4.3 Tipos de sistemas.

Los sistemas de acondicionamiento de aire se dividen en cuatro tipos básicos que se diferencian en la forma de obtener el enfriamiento o calefacción del espacio que se acondiciona los tipos son:

Expansión Directa

Sistema Todo-Agua

Sistemas Todo-Aire

Sistemas Aire-Agua

Bombas de calor

2.4.4.1 Sistemas de expansión directa.

Este sistema es una unidad autónoma situada en el Espacio Acondicionado o próximo a él, con todos los elementos necesarios para producir el enfriamiento del aire usando un refrigerante que opera directamente absorbiendo calor de la zona (Figura 2). Estos elementos están descritos en la Tabla 1 con los números 1, 2, 3, 4, 8, 10 y 12, los cuales pueden apreciarse en las Figuras 2 y 3. Se les puede añadir los elementos 2 y 9 para servir en espacios de mayores dimensiones (Figura 3)

Estas unidades autónomas tienen sus aplicaciones en habitaciones pequeñas o grandes, y zonas segregadas. También se instalan en residencias particulares, oficinas, establecimientos comerciales o grupos de oficinas.

TABLA 1. Componentes de un sistema de acondicionamiento de aire y sus funciones.

| COMPONENTES DEL SISTEMA | FUNCION QUE REALIZAN |
|---|--|
| CIRCUITO DE AIRE | |
| 1. Toma de aire exterior (persianas, compuertas) | Aire para ventilación y refrigeración en las estaciones intermedias |
| 2. Batería de precalentamiento | Calienta aire |
| 3. Toma de aire de retorno (persianas) | Entrada del aire de retorno o recirculado |
| 4. Filtro | Elimina la suciedad del aire |
| 5. Batería de enfriamiento (Lavador por pulverización, o batería de frío por expansión directa, agua, salmuera, con o sin pulverizadores) | Enfría y seca el aire (Lavado del aire con pulverizadores) |
| 6. Batería de calefacción | Calienta en invierno y produce un caldeo del aire a efectos de regulación de humedad |
| 7. Humectador | Humedece el aire |
| 8. Ventilador | Propulsión del aire |
| 9. Conductos | Distribución del aire a las distintas zonas |
| 10. Rejillas | Distribución del aire dentro de cada espacio acondicionado |
| 11. Unidad terminal | Unidad de impulsión de aire que puede tener cámara de mezcla, serpentín enfriador, y/o batería de caldeo, tratamiento acústico y boca de impulsión |
| CIRCUITO DE REFRIGERANTE | |
| 12. Aparato de refrigeración | Elemento enfriador |

(compresores, condensador,
enfriador y
tuberías)

CONTINUACION TABLA 1

| COMPONENTES DEL SISTEMA | FUNCION QUE REALIZAN |
|--------------------------------|--|
| CIRCUITO DE AGUA | |
| 13. Bomba | Propulsión de agua o salmuera |
| 14. Tubería de agua o salmuera | Circulación del agua o salmuera entre los intercambiadores |
| 15. Torre de enfriamiento | Enfriamiento del agua del condensador |
| CIRCUITO DE CALEFACCION | |
| 16. Caldera y accesorios | Produce vapor o agua caliente |
| 17. Tuberías | Circulación de vapor o agua caliente |

2.4.4.3 Sistemas Todo-Agua.

Es el sistema que utiliza un medio enfriador (agua fría o salmuera, en vez de refrigerante directo) para desalojar o suministrar calor a un espacio determinado. Este medio puede suministrarse desde una fuente alejada y se hace circular por los serpentines en una unidad terminal.

El sistema Todo-Agua de unidades ventilador-serpentín (Fain-coil) mantiene el aspecto del acondicionador individual mientras que por otro lado se aproxima a un sistema central (Figura 4). Cada unidad está conformada por los elementos designados en la Tabla 1 con los numerales 1, 3, 4, 5, 8 y 10 de la misma Tabla. El aire exterior se introduce a través de la pared en cada unidad; cada una de éstas, está combinada con una central o varias centrales donde se sitúa la maquinaria designada por el número 12, con la adición de los elementos 13, 14 y 15, y donde se realiza el enfriamiento del agua.

Este sistema Todo-Agua puede convertirse en un sistema Aire-Agua centralizando el suministro de aire de ventilación, de tal forma que al aire exterior entra por un solo lugar. El aire es ahora impulsado en los Fan-coils por medio de un sistema de conductos con bocas de impulsión distintas. Este aparato de ventilación central contiene los elementos 1, 2 y 4.

Estos sistemas son aplicables en edificios de muchas habitaciones,

como Hoteles, Oficinas de Fábricas y pequeños Centros Médicos.

2.4.4.5 Sistemas Todo-Aire.

Sistema donde la unidad de tratamiento de aire está alejada del espacio que se acondiciona y montada en forma de central; lo único que llega al espacio acondicionado es el aire, que circula por un sistema de conductos, y que sirve lo mismo para refrigerar que para calefacción (Figura 5). En estos sistemas las condiciones del espacio se mantienen por medio de distintas combinaciones para las variaciones de carga.

Este aspecto determina la siguiente clasificación:

- Sistema Todo Aire con control de caudal.
- Sistema Todo Aire con control mediante bypass.
- Sistema Todo Aire con control de recalentamiento.

En la Figura 6, se observa un sistema Todo-Aire donde las variaciones de la carga son compensadas regulando el caudal de aire frío.

Estos sistemas pueden aplicarse a edificios de varios pisos, edificios destinados a un solo objeto y a habitaciones de un solo ocupante.

2.4.4.7 Sistemas Aire-Agua.

Este sistema está constituido de forma tal, que la planta de refrigeración y la unidad de tratamiento de aire están separadas del espacio que se acondiciona. Luego el enfriamiento o calefacción se ve afectado en parte por el aire impulsado y el resto por el agua fría o caliente que circula por las unidades de inducción. (Figura 7).

Los sistemas Aire-Agua son muy prácticos en aquellos lugares, donde se requiere ocupar el menor espacio posible para la colocación de unidades terminales de tratamiento de aire. Los conductos en los sistemas convencionales se sustituyen por conductos de gran velocidad, más reducido.

El primitivo sistema Aire-Agua es un sistema de inducción de gran velocidad y alta presión (Figura 8). Su característica principal es reducir el aire primario de los sistemas convencionales en un 20 a 25%, además sirve para equilibrar las ganancias por transmisión, satisfacer las necesidades de ventilación, control de humedad y fuerza motriz para inducir el aire del local a través del serpentín enfriador o calefactor de aire secundario ubicado en la unidad terminal.

2.4.4.9 Bombas de calor.

Un sistema de bomba de calor es un ciclo de refrigeración proyectado de forma que, desplaza la energía calorífica del exterior al interior

o viceversa. Cualquier sistema de acondicionamiento de aire puede ser convertido en una bomba de calor, es decir puede funcionar como una unidad autónoma capaz de producir frío o calor sin necesidad de añadirle una caldera.

Con este sistema pueden obtenerse los siguientes beneficios:

- Economía; en un edificio puede instalarse un sistema único para enfriamiento y calefacción con el consiguiente ahorro de la caldera, accesorios y chimenea.
- Ahorro de espacio. Por eliminación de todos los implementos mencionados anteriormente.
- Mayor seguridad al suprimir la manipulación de combustibles naturales.

2.4.5 Aplicaciones.

Existen numerosas aplicaciones para los sistemas de acondicionamiento de aire. Cada una de ellas deben considerarse y estudiarse a la vez, porque muchas tienen características muy particulares.

2.4.6.1 Instalaciones para función única.

Son aplicaciones unidireccionales que pueden servir a un solo

ocupante, o a un grupo de ellos. En esta situación se mantiene dentro de un espacio determinado una temperatura y humedad comunes.

- Las residencias constituyen el grupo más importante de edificios individuales. Entre todas las aplicaciones el mercado residencial es el más amplio y competitivo.

En las residencias se usa un método unificado para el cálculo de la carga. Los fabricantes han desarrollado en conjunto unidades de calefacción y enfriamiento para ellas, buscando adaptabilidad y solidez, así como la disminución de gastos de mantenimiento.

- En los restaurantes, cafeterías y bares existen grandes cargas determinadas horas del día y de la noche. Se requiere un sistema con buena ventilación, con extracción de olores y ganancias de calor en la zona donde se cocina, con el objeto de preservar el bienestar de los ocupantes; el volumen del establecimiento de comidas determinará la elección del sistema de acondicionamiento de aire.

- Las tiendas comprenden, los almacenes de calzado, vestuario y almacenes generales. En todos ellos el ciclo de trabajo es intenso, con una cantidad de ocupantes variables y una gran cantidad de mercancía. El sistema a instalarse debe tener buena ventilación, pero manejará bajas cargas debido a que el frío almacenado en la mercancía compensa las cargas máximas.

En la mayoría de los casos se utilizan unidades compactas situadas en el suelo o suspendidas en el techo. Los sistemas comúnmente instalados son por expansión directa o unidades enfriadoras de agua.

- En las salas de belleza, los equipos generadores de calor y de olores, así como los productos utilizados serán los aspectos principales de este tipo de aplicación. El sistema debe caracterizarse por tener una ventilación con sobrepresión y extracción de aire. El aire debe distribuirse uniformemente utilizando un sistema de ductos y rejillas.

El sistema más adecuado en este tipo de sitios es el Todo-Aire.

- Las iglesias, teatros y salas de música tienen en común el manejo de un considerable número de ocupantes. El grupo de individuos congregados pueden dedicarse a actividades como la oración, manifestaciones o reuniones políticas.

Los factores más importantes que determinan la carga de refrigeración son:

1. Característica y actividad de los ocupantes
2. Ventilación
3. Pre-enfriamiento: reduce las dimensiones del equipo acondicionador.
4. Efectos climáticos y condiciones internas del proyecto.

Los sistemas más utilizables son los enfriados por agua.

- En las fábricas debe diferenciarse el acondicionamiento del aire desde el punto de vista del confort humano, y al acondicionamiento que necesitan determinados productos industriales.

En el primer caso, lo que se busca es el bienestar del trabajador, y en el segundo, lo más importante es el ambiente que rodea el producto. Se pueden instalar sistemas que satisfagan ambas condiciones, y que no redondeen en altos costos.

Los sistemas Todo-Aire se pueden aplicar para acondicionar las fábricas.

2.4.6.3 Instalaciones de función múltiple.

Bajo este título están comprendidas las aplicaciones de sistemas de acondicionamiento de aire adecuadas a grandes edificios de varias plantas y muchas habitaciones, o conjuntos de edificios. Estos últimos suelen estar destinados a una función única común a todos los ocupantes ya sea trabajo, residencia, instalación médica o de enseñanza. Los edificios están ocupados por grupos humanos heterogéneos en cuanto a sus exigencias de confort individual; estos edificios pueden variar en su exposición al sol, viento y sombras. Esta diversidad exige la división de los edificios en varias zonas individuales. Las zonas pueden ser de distinto tamaño, desde una

pequeña habitación a una zona amplia. Las exigencias individuales y la diversidad de cargas coincidentes, dentro de un conjunto de zonas, deberá satisfacerse a través del sistema de acondicionamiento.

- Los edificios de varias plantas comprenden oficinas, apartamentos, hoteles, moteles, dormitorios y hospitales, todos los cuales presentan problemas comunes, que son; Ocupación simultánea en todos los costados del edificio, con existencia de efecto solar en las zonas expuestas; Preferencia del control individual en las condiciones del ambiente cuando existen bruscas variaciones de carga; Necesidad de aislamiento en cuanto a ruido y olores en los espacios individuales; Limitaciones en cuanto al espacio disponible para alojar los elementos del sistema, tuberías y conductos.

- Los edificios de oficinas presentan dos zonas básicas a considerar, la zona interior y la periférica. Las zonas posteriores están situadas en el centro de un edificio y no sufren la influencia de los elementos exteriores, a excepción del último piso. Las zonas periféricas pueden penetrar de 3 a 6 metros en el interior del edificio, a partir del muro exterior. Esta zona está expuesta a la acción del sol, viento, temperatura exterior y efecto de sombra de los edificios adyacentes. Existe, por tanto, una necesidad evidente de establecer dos sistemas de acondicionamiento distintos para hacer frente a las cargas correspondientes a cada una de estas zonas, cuyo comportamiento es distinto.

Para hacer frente a las variaciones de carga de las zonas periféricas, el sistema de acondicionamiento debe disponer de 2 fluidos en los espacios que se acondicionan, uno frío y otro caliente. En las zonas exteriores se pueden utilizar sistemas todo-aire, y sistemas de aire primario y agua secundaria. Disponiendo de espacio suficiente son apropiados los sistemas todo-aire. Estos sistemas son excelentes desde el punto de vista de la ventilación y resultan económicos en las épocas intermedias del año.

Los sistemas de aire primario y agua secundario ahorran espacio. El aire primario unas veces realiza las transmisiones por las paredes, ventilación mínima y deshumectación, proporcionando fuerza motriz a las unidades de inducción, o simplemente ventilación y deshumectación. El agua se encarga de neutralizar la mayor parte de la carga de calor y el espacio ocupado por las tuberías es mucho más pequeño.

- A los hoteles, apartamentos y dormitorios se les puede aplicar mucho de lo mencionado para edificios de oficina. En estos sitios es fundamental lograr una distribución silenciosa del aire, con un control de rápida respuesta a las variaciones de temperatura de la habitación.

Prácticamente puede utilizarse cualquier sistema de 2 fluidos (Aire-Agua) para establecer la circulación de aire en las habitaciones. En los Moteles modernos pueden utilizarse todos los sistemas de Fan-coil

(ventilador-serpentín) todo-agua de 2 o tres tuberías o acondicionadores de ventanas.

Los hoteles y apartamentos podrán tener elementos de extracción en las cocinas, aparte de los que pueda haber en los baños. Todo ello se tendrá en cuenta al establecer el equilibrio entre la entrada de aire exterior y la extracción.

Cabe resaltar el hecho de que todo exceso de infiltración deberá tenerse en cuenta como parte de la carga del sistema.

- En las escuelas y colegios es necesario mantener un ambiente adecuado durante todo el año, exigido por la aglomeración escolar, gran intensidad luminosa y efecto solar en las aulas exteriores con ventanas, así como por la importancia reconocida que tiene el ambiente confortable en relación con la asimilación de las enseñanzas.

La ventilación es importantísima para eliminar olores, por tanto la carga debido al aire exterior es muy elevada.

Cualquiera que sea su estructura, pueden ser muchos los sistemas utilizados entre los que se pueden citar, los sistemas todo-aire, las unidades autónomas, y los equipos todo-agua de Fan-coils. Los sistemas aire-agua tienen una aplicación limitada.

Lo expuesto se orienta principalmente hacia las escuelas de enseñanza primaria y secundaria. Las instituciones de enseñanza superior presentan problemas muy semejantes, con una mayor variedad en lo que se refiere a la ocupación. Los edificios son con frecuencia estructuras de varios pisos con una ocupación de actividad simple o múltiple, por cuyo motivo la selección del sistema es más variada.

- Las bibliotecas y museos pueden considerarse como aplicaciones de tipo industrial, porque se realizan principalmente en beneficio de distintos productos. En el proyecto de acondicionamiento del aire se debe prestar especial atención al filtraje y eliminación de la suciedad atmosférica manteniendo una humedad y temperaturas constantes a lo largo del año; afortunadamente las condiciones interiores coinciden con las del confort humano.

Debe así mismo establecerse un movimiento de aire que evite su estancamiento en los rincones.

El control de la humedad relativa del ambiente y de la humedad del objeto, es decir, la humedad de la película que está en íntimo contacto con la superficie del objeto es muy importante. La humedad del objeto afecta a su superficie y en ambos casos un exceso de humedad puede actuar como un agente destructor.

El equipo de acondicionamiento puede ser de cualquier tipo dentro de las condiciones económicas del proyecto. El sistema ideal es aquel, que estando bien zonificado, emplea una central deshumectadora y unas

unidades de ventilación distribuidas.

La Tabla 2 presenta un resumen de las distintas aplicaciones y sistemas de acondicionamiento de aire.

3 PROCEDIMIENTO GENERAL PARA EL DISEÑO DE UN SISTEMA CENTRAL DE ACONDICIONAMIENTO DE AIRE

Todo proyecto de sistemas de acondicionamiento de aire que se lleve a cabo requiere de una serie de actividades, las cuales deben ser ejecutadas cabalmente para obtener éxito y poder satisfacer al cliente.

A continuación relacionamos los pasos necesarios para la realización de estos proyectos sin importar su magnitud:

- Investigación y Anteproyecto
- Estimación de la carga de refrigeración
- Selección de las unidades de refrigeración
- Proyecto de ductos
- Selección del equipo central de refrigeración
- Diseño del sistema de tuberías
- Elaboración de planos

A continuación se analizarán cada uno de estos pasos.

4.1 INVESTIGACION Y ANTEPROYECTO

Una investigación lo más exacta posible de las componentes de carga, espacios y servicios disponibles es un requisito fundamental para el proyecto de un sistema. Una lista general de los conceptos considerados incluye:

- Orientación del edificio
- Diseño del local o locales
- Materiales de construcción
- Condiciones exteriores
- Ventanas
- Puertas
- Ocupantes
- Alumbrado
- Maquinaria
- Ventilación
- Suministro de energía eléctrica
- Suministro de agua, etc.

Al mismo tiempo que la investigación, se debe hacer un anteproyecto o esquema preliminar. En él se deberá tener en cuenta lo siguiente:

- Espacios disponibles
- Posibles obstrucciones
- Características arquitectónicas del local

- Equipo y conductos de aire existentes
- Accesibilidad del equipo al lugar del montaje
- Desagües
- Disposición de las unidades necesarias en las diferentes zonas y el sistema de tuberías

El proyectista debe trabajar en base a las condiciones particulares requeridas por el cliente (economía del montaje, ubicación de equipos, espacios a presuarizar, etc.), con el objeto de evitar que se conviertan más adelante el limitantes que varíen radicalmente el diseño. Todos los planos iniciales y borradores, por tanto, deben contar con la aprobación de los interesados en el proyecto.

4.3 ESTIMACION DE LA CARGA DE REFRIGERACION

Para que un calculista de aire acondicionado pueda seleccionar el equipo adecuado para enfriamiento o calefacción, es necesario que primero estime correctamente las cargas térmicas del espacio a acondicionar.

Analizar las cargas que aparecen en los cálculos de aire acondicionado, puede simplificarse si primero se clasifican las fuentes de calor como internas y externas.

Se consideran calores externos:

- Calor que pasa del exterior al espacio refrigerado por conducción a través de paredes no aisladas.

- Calor que llega al espacio por radiación solar directa, a través de vidrieras u otros materiales transparentes.

- Calor que pasa al espacio debido al aire exterior caliente, el cual se filtra a través de puertas que se abren y a través de rendijas que se tienen alrededor de puertas y ventanas.

A su vez, las fuentes internas de calor son:

- Calor cedido por las personas.

- Calor cedido por cualquier equipo productor de calor, tales como motores eléctricos, alumbrado, equipo electrónico, planchas de vapor, cafeteras y secadoras de pelo.

Es importante saber, que no necesariamente todas estas fuentes de calor intervienen en cada caso y que la importancia de cualquiera de estas fuentes con respecto a la carga térmica total varía considerablemente para cada aplicación específica.

Estas cargas pueden ser calculadas de forma manual o con programas de computador.

La primera, proporciona unos resultados aproximados por ser empleadas fórmulas sencillas en el análisis de transferencia de calor y tablas donde están consignados datos o información generalizada obtenida de la experiencia.

Las hojas de cálculo, como la mostrada en el Anexo 1, son formatos que usan muchas compañías especializadas en el ramo. Sin embargo, cuando los diseños son de gran magnitud, esta forma se vuelve tediosa e ineficiente.

La segunda, es la manera más ágil y precisa que existe en el mercado. Utiliza fórmulas complejas, las cuales son almacenadas en el computador para poder realizar cálculos de la carga de enfriamiento a diferentes horas del día en poco tiempo. Los resultados muestran comportamientos que se asemejan a la distancia real.

Es importante anotar que ambas formas se basan en las normas ASHRAE. Si se conoce la naturaleza de las cargas, podrá analizarse cualquier aplicación sin importar la forma de cálculo utilizada.

4.5 SELECCION DE LAS UNIDADES DE REFRIGERACION

Un número de condiciones influyen en la selección apropiada de una unidad de acondicionamiento. Entre estas están: Consideraciones arquitectónicas y de diseño, Requerimientos de temperatura del cuarto, Elevación de temperatura en el refrigerante y Requerimientos

de ventilador.

4.6.1 Consideraciones Arquitectónicas y de Diseño.

El tamaño y el tipo de unidad depende de las condiciones de espacio disponible, estética y el tipo de sistema central que se escogió.

4.6.3 Requerimientos de temperatura en el cuarto.

La unidad deberá seleccionarse para satisfacer los requerimientos de enfriamiento sensible y total del cuarto. Las capacidades deberán ser verificadas para confirmar que las condiciones de diseño pueden ser satisfechas con las temperaturas de refrigerante proyectadas.

4.6.5 Elevación de Temperatura en el Refrigerante.

El grado de elevación de temperatura en el refrigerante da la pauta para la reducción en el tamaño de la tubería. Las bajas temperaturas en el refrigerante asociadas con las grandes elevaciones de temperatura, incrementan la capacidad de remoción de humedad en zonas que tienen altas cargas latentes.

4.6.7 Requerimientos de Ventilador.

La introducción de aire fresco dentro de un espacio acondicionado es a menudo requerido para la remoción de olores para satisfacer los

requerimientos mínimos de circulación.

Cuando aire fresco de ventilación es introducido en la unidad, los requerimientos de capacidad de la unidad deberán estar basados en la temperatura de la mezcla de aire.

Entre los factores que intervienen en la elección de un ventilador están: el caudal de aire, la presión estática, la densidad del aire cuando es diferente de la normal, el nivel de ruido aceptado en el local acondicionado según el uso a que está éste destinado, el espacio disponible y la naturaleza de la carga.

La elección de un ventilador y de su transmisión puede afectar a las condiciones psicométricas del local acondicionado. Si el conjunto produce un caudal de aire inferior al necesario en las condiciones del proyecto, la temperatura de bulbo seco resultante en el local es más alta. Cuando el caudal de aire es mayor que el necesario, los controles del local impiden que descienda la temperatura.

En el mercado se obtienen catálogos muy completos ofrecidos por los fabricantes de esta clase de equipos. La posibilidad de elegir entre un amplio rango de marcas y de capacidades asegura la selección de la unidad apropiada para el máximo rendimiento y eficiencia de operación, resultando bajos costos.

4.7 PROYECTO DE DUCTOS

La función básica de un adecuado sistema de ductos, es el transmitir el aire desde la máquina manejadora hasta los espacios individuales acondicionados. En un edificio, el sistema de ductos generalmente se oculta de forma parecida a la del alambrado eléctrico.

Si el diseñador tuviera que considerar solamente la función de transmitir aire a un espacio, su trabajo sería relativamente fácil. El problema es que para planear un buen sistema de distribución de aire, el diseñador debe tomar en consideración otros cinco factores importantes:

4.8.1 Espacio disponible. Es un edificio de oficinas, o en un hotel, el espacio es muy valioso, mientras que en una instalación industrial, este es de importancia secundaria. Por lo anterior, el sistema de ductos para cada aplicación debe ser necesariamente diferente.

4.8.3 Nivel de ruido. Un excesivo nivel de ruido, puede ser la primera y más importante objeción para un sistema de aire acondicionado. Así, un estudio de radio o de televisión, tiene especificaciones de sonido más estrictas que una cafetería. Entonces, un diseñador debe ser capaz de reconocer los requerimientos de cada aplicación y diseñar el sistema de ductos adecuado a esas necesidades.

4.8.5 Pérdidas por fricción. La fricción en un sistema de ductos, o sea la resistencia que oponen estos al flujo del aire debe mantenerse dentro de límites prácticos, puesto que las pérdidas por fricción, significan aumento del costo para los clientes. Por lo tanto, al controlar la pérdida por fricción en los ductos, el diseñador controla los costos anuales de operación del sistema.

4.8.7 Costo inicial (Inversión). Es obvio que la persona que diseña el sistema de ductos tiene control sobre el costo inicial de dicho sistema. El diseñador que entiende y aplica los principios de un buen diseño de ductos, puede proyectar cualquier sistema, de manera que no solo sea más satisfactorio que el diseño o que podría hacer una persona con menos experiencia, sino además que tenga un menor costo inicial o de inversión.

4.8.9 Calor, pérdidas y ganancias por fugas. Las ganancias o pérdidas de calor en un sistema de ductos, pueden ser apreciables. Si un sistema está diseñado para entregar aire a 60°F a una habitación, pero debido a ganancias de calor, la temperatura resultante es de 64°F o mayor, puede afirmarse que el trabajo de enfriamiento no se está realizando adecuadamente. Por lo anterior, el diseñador debe considerar en su diseño ese factor o prepararse para enfrentar el disgusto de un cliente insatisfecho.

Solamente después de considerar la importancia de estos cinco factores, puede esperarse que los diseños y decisiones referentes a la distribución de aire sean inteligentes.

Tomando en cuenta lo expuesto anteriormente, puede concluirse que la principal tarea del diseñador de sistemas de ductos es la de determinar cómo acomodar el sistema en el espacio disponible, cómo cumplir con las restricciones de ruido, cómo lograr bajos costos de operación y de inversión inicial y, cómo transferir suficiente aire a la temperatura adecuada para los requerimientos de los espacios a acondicionar.

4.9 SELECCION DEL EQUIPO CENTRAL DE REFRIGERACION

Los equipos centrales de refrigeración son plantas de enfriamiento localizadas en el sótano o en la terraza de un edificio, con la función de enfriar una sustancia líquida (generalmente agua) procedente de sistemas unitarios como manejadores y Fain-coils.

Estos equipos se encuentran con capacidades que comienzan de 5 a 50 toneladas y van hasta varios miles de toneladas.

El componente principal de estas máquinas es el compresor alternativo o dispositivo de desplazamiento positivo en donde se emplea el ciclo de compresión de vapor, y el cual es aplicado con refrigerantes que

poseen características de bajos volúmenes específicos y presiones relativamente altas. Con estas sustancias se realiza en su interior el ciclo de refrigeración.

La máquina de refrigeración se puede clasificar en:

- Unidad de condensación constituida por una unidad de compresión interconectada a un condensador enfriado por agua o por aire, formando una unidad.
- Unidad enfriadora de agua constituida por una unidad de compresión, más un enfriador de agua interconectado y controles de funcionamiento montados también como unidad.

Los parámetros fundamentales para la selección de estas unidades son:

- La capacidad de refrigeración (expresada en toneladas). No es más que la cantidad de calor que debe ser transferido o intercambiado por el sistema de refrigeración en el evaporador. Este calor depende del flujo o caudal de refrigerante, en peso, y de sus entalpías a la entrada y salida del evaporador.
- Temperatura de entrada y salida de la sustancia de trabajo al condensador. Ambos valores dependen de la demanda de carga térmica. Si es agua, la temperatura de entrada está determinada por el origen de la misma, por ejemplo, agua de ciudad utilizada en un sistema, o

agua de la torre de enfriamiento en instalaciones de recuperación.

- Las velocidades de circulación de las sustancias de trabajo y la caída de presión admisible en el condensador.

Estos factores varían según el tipo de equipo y persiguen mantener la cantidad de calor que debe ser transferido en condiciones normales de funcionamiento.

En el mercado se obtienen catálogos muy completos ofrecidos por los fabricantes, de donde el proyectista puede hacer la selección que más se ajuste a sus necesidades.

4.11 DISEÑO DEL SISTEMA DE TUBERIAS

En el diseño de un sistema de tuberías, el ingeniero proyectista debe estudiar ciertas características que son comunes a instalaciones de acondicionamiento de aire, de calefacción y de refrigeración. Estas características comprenden distintos tipos de materiales usados, limitaciones de servicio (velocidad), dilataciones vibraciones, caídas de presión, todas las cuales influyen en la duración de la tubería, costos iniciales y costos de mantenimiento.

Dependiendo del tipo de sistema de acondicionamiento de aire y del fluido a conducir, los sistemas de tubería pueden ser:

- Sistemas para tubería de agua
- Sistemas para tubería de refrigerante

En general, las tuberías de agua deberán de diseñarse para tener las pérdidas mínimas por fricción consistente con los costos iniciales de tal manera que los requerimientos de bombeo sean mantenidos a un mínimo práctico. Las tuberías de agua deberán ser de la mínima longitud posible, debiéndose usar la cantidad mínima de uniones. La tubería puede ser de acero, plástico o tubería de cobre, y debe estar debidamente aislada para evitar ganancias de calor.

Los tamaños de los tubos deben ser tales que se tengan velocidades del agua entre 5 y 8 pies por segundo para las razones de flujo requeridas, esto con el fin de tener los resultados más económicos.

Al diseñar el sistema de tuberías, debe tenerse cuidado de tomar en cuenta todas las válvulas y uniones necesarias para operación y mantenimiento adecuado en el sistema de circulación del agua.

En el punto más bajo de la tubería deberá instalarse una conexión para desagüe y la tubería deberá tener una pendiente adecuada, corriente hacia abajo para tener un desagüe completo.

Para el caso de tuberías de refrigerante, existen factores suplementarios que influyen de manera crítica en el proyecto de este tipo de instalaciones:

- La instalación se diseña para una caída de presión mínima, toda vez que las pérdidas de presión disminuyen la capacidad térmica e incrementan la potencia necesaria en el sistema de refrigeración.

- El fluido empleado cambia de estado en el interior de la tubería.

- Siendo el aceite lubricante miscible con los refrigerantes 12, 22 y 500, se debe impedir la acumulación de estas últimas en el cárter del compresor.

Así mismo estas instalaciones deben proyectarse de modo que satisfagan los requisitos siguientes:

- Asegurar la alimentación adecuada de los evaporadores.

- Dimensionar la tubería de forma que las pérdidas de carga estén bajo límites aceptables.

- Proteger a los compresores, reduciendo al mínimo pérdida de aceite lubricante del compresor y evitando a la vez que tanto en marcha como con el compresor parado, penetre el refrigerante en fase líquida al cárter del compresor.

4.13 ELABORACION DE PLANOS

Una vez realizados todos los cálculos correspondientes y borradores iniciales, se elaboran los planos de fabricación y montaje de cada

uno de los componentes del sistema. Estos contienen vistas de planta e isométricos de las tuberías y ductos con sus respectivas medidas, detalles de conexión a equipos, especificaciones técnicas y ubicación de los mismos.

5 DESCRIPCION DEL SISTEMA DE ACONDICIONAMIENTO DE AIRE INSTALADO EN EL BLOQUE C

La Corporación Universitaria Tecnológica de Bolívar realizó una serie de modificaciones a la estructura de este edificio, para ubicar en él, oficinas administrativas, una biblioteca, aulas de postgrado, aula de proyecciones y salas de computo. Se planeó que todos estos espacios estuvieran acondicionados empleando un sistema que permitiera el control independiente tanto de operación como de temperatura, persiguiendo eficiencia, economía y fácil adaptación a las condiciones estructurales del edificio. Estos aspectos aunados a tipos de aplicaciones mencionadas en el primer capítulo fueron los factores esenciales en la selección del sistema de acondicionamiento todo-agua.

Sus principales características, algunas de las cuales se mencionaron

anteriormente se explican a continuación:

- Control individual de la temperatura de las habitaciones. El sistema se adapta a este tipo de control, porque cada unidad tiene un serpentín proyectado para circular agua fría.

- Circulación de aire restringida a una habitación. Cada unidad recircula solamente el aire de su propia habitación; de este modo se reduce al mínimo la recirculación de aire entre distintas habitaciones siendo por su puesto un aspecto favorable.

- Economía de funcionamiento. Estos aparatos están conectados de forma que si no están funcionando, no afectan el sistema y ahorran energía; luego cuando una oficina no está siendo ocupada, el equipo está apagado disminuyendo así la demanda de carga de refrigeración a los equipos enfriadores de agua.

- Reducción de obras de albañilería y conductos. Los ductos se reducen al mínimo porque normalmente no se necesitan ni para impulsión, ni para retorno.

En cuanto a obras de albañilería en los edificios antiguos, se reducen a lo indispensable para el tendido de tuberías de agua.

6.1 SISTEMA TODO-AGUA

El sistema todo-agua como su mismo nombre lo indica, utiliza agua o salmuera como medio refrigerante. Básicamente consta de una unidad central de enfriamiento o chiller, grupo de bombeo de agua helada, red de tuberías debidamente aisladas, unidades ventilador-serpentín (Fon-coils), elementos de control y redes eléctricas necesarias.

6.2.1 Operación.

El grupo de bombas impulsa el agua hacia los chillers donde ésta, es enfriada y luego conducida a través de tuberías de suministro hacia cada uno de los Fan-coils instalados en los sitios a acondicionar. En los Fan-coils un ventilador impulsa el aire hacia el local a través de un serpentín por donde circula el agua helada realizándose los procesos de transferencia de calor y deshumectación. El agua con una temperatura mayor a la de entrada es conducida por la tubería de retorno hacia las bombas donde nuevamente es impulsada a los chillers completándose de esta forma el ciclo (Figura 9).

El control de la temperatura en los espacios acondicionados se realiza de 2 formas:

- Ajuste de la velocidad del ventilador o arranque y parada del mismo.

- Modulación del caudal de agua o interrupción y apertura del mismo.

La primera se logra con un interruptor ubicado en la pared. La segunda, mediante una válvula eléctrica de 3 vías conectada al termostato instalado en el sitio a acondicionar. Si la temperatura del local está por encima de la fijada para confort, la válvula permite el paso del agua helada hacia el serpentín; al alcanzar la temperatura fijada, la válvula corta el paso y abre el bypass hacia la línea de retorno.

Para obtener economía en el funcionamiento el sistema de enfriamiento de agua está compuesto por varios chillers, los cuales entran en operación secuencialmente dependiendo de la demanda de carga. Para lograr lo anterior, se fija un rango de temperatura de trabajo del agua, la cual es censada por termómetros ubicados en la tubería de entrada y salida de cada chillers. Al aumentar la demanda de carga, estos límites son traspasados y los sensores envían una señal al tablero de control que arranca la siguiente unidad enfriadora en la secuencia de operación para mantener la temperatura del agua dentro de los parámetros establecidos. (Ver planos Detalles).

El sistema de bombeo por su parte está conformado por un grupo de bombas conectadas en paralelo, unas destinadas a la operación diaria y las restantes permanecen en stand-by para entrar en operación con casos de emergencia. (Ver planos).

Estos grupos trabajan alternados en períodos de tiempo fijados, permitiendo mantener en los equipos, un nivel de desgaste uniforme.

En la red de tuberías, conexiones a Fan-coils y chiller están ubicados accesorios, válvulas y filtros que sirven para balancear,

controlar y hacer mantenimiento al sistema. Además, en el punto más alto del circuito de tuberías de agua se instala un tanque con agua encargado de preservar el nivel de fluido en la red cuando se presentan fugas. (Ver Plano Isométrico y Detalle).

Por otra parte, en cada Fan-coil se instala una línea de desagüe que evacua el condensado formado en su serpentín.

7 ESTUDIO Y ANALISIS DEL SOFTWARE EMPLEADO EN LA ESTIMACION DE LA CARGA DE ENFRIAMIENTO

En los cálculos de diseño del sistema se utilizó el E20-II, un paquete elaborado por CARRIER CORPORATION que consta de una serie de programas encargados de ejecutar actividades específicas, tales como cálculo de la carga térmica, diseño de ductos, diseño de tuberías, simulación energética, análisis de costo de operación, entre otros. Cada programa utiliza los procedimientos y métodos contenidos en el A.S.H.R.A.E. (1) Handbooks of Fundamentals.

Para facilitar la comprensión del E20-II, cada uno de los programas que lo integran son analizados por separado, comenzando por el software de cálculo de la carga térmica.

⁽¹⁾A.S.H.R.A.E. (The American Society of Heating, Refrigerating and Air conditioning Engineers) Sociedad Americana de Ingenieros de calefacción, Refrigeración y Aire Acondicionado.

5.1 ESTRATEGIA DE TRABAJO

Todo trabajo de estimación de cargas y diseño de un sistema requiere un procedimiento general de 5 pasos:

5.2.1 Definir el problema.

Primero hay que definir el alcance y los objetivos del análisis del diseño. Por ejemplo, ¿qué tipo de edificio está implicado?, ¿qué tipo de sistemas y equipos son requeridos? ¿qué requerimientos especiales influirán en la forma del sistema?

5.2.3 Recolectar datos.

Antes de que los cálculos de diseño sean realizados, información sobre el edificio, su ambiente y su sistema de aire acondicionado debe ser recolectada. Algunos tipos específicos de información necesaria incluye:

- Datos climáticos sobre el sitio donde se encuentra el edificio.
- Datos sobre materiales de construcción para paredes, techos, ventanas y pisos, además de particiones interiores entre regiones acondicionadas y no acondicionadas.
- Tamaño del edificio y planos que incluyan área de paredes, techos, ventanas y pisos, orientaciones de las superficies, elementos de sombreado externo.

- Características de cargas internas, niveles y programas de ocupación, sistemas de iluminación, equipos de oficina, aparatos y maquinaria dentro del edificio.

- Datos sobre el sistema de aire acondicionado; equipos, controles y componentes a ser usados.

5.2.5 Entrar datos al programa.

Luego se usa el programa para entrar y almacenar datos climáticos, programas, materiales de construcción, edificio y sistema de aire acondicionado.

5.2.7 Realización de cálculos y generación de resultados.

Se usa el programa para realizar estimaciones de carga y cálculos de dimensionamiento del sistema, y generar resultados concernientes a las cargas y dimensiones de diseño.

5.2.9 Selección de equipos.

Finalmente, se usan los resultados generales para seleccionar los equipos de enfriamiento apropiados. Los datos climáticos imprimidos por el programa suministran la información requerida.

5.3 VISTA GENERAL DEL PROGRAMA

En la Figura 10 se muestra la carta general de menús que posee el programa. Las opciones en el menú de diseño de carga son usadas para realizar las tareas claves requeridas al estimar las cargas y diseñar el sistema de aire acondicionado. Las primeras cinco opciones son usadas para introducir las cinco categorías de datos requeridos para los cálculos de diseño.

La sexta opción se usa para realizar los cálculos y generar resultados.

5.5 TERMINOLOGIA FUNDAMENTAL

El programa organiza la información sobre el edificio y su equipo de aire acondicionado en seis categorías de componentes mostrados en la Figura 11. Estos son arreglados en un orden jerárquico, el cual permite que el edificio y su sistema de aire acondicionado sea ensamblado de una manera flexible. Los términos claves usados en la descripción de cada categoría de componente se definen a continuación, comenzando con el más bajo en la jerarquía hacia arriba.

- El elemento. Es una característica de la estructura del edificio o uso asociado con la ganancia de calor. Los elementos incluyen componentes tales como paredes, ventanas, techos, iluminación, personas y aparatos. Un elemento es descrito por sus

características, las cuales afectan la transferencia de calor.

Una pared, por ejemplo, se describe por su área, orientación y materiales con la cual está construida.

- El espacio. Es una región del edificio que incluye uno o más elementos y está servida por una o varias terminales de distribución de aire. En muchas situaciones el espacio usado puede representar un grupo de cuartos o hasta el edificio completo.

- La Zona. Es un grupo de uno o más espacios que tengan un control termostático sencillo. En algunos sistemas, cada cuarto contiene un termostato; por eso, cada zona podría contener un espacio que represente un cuarto sencillo. En otras situaciones, un termostato instalado para un grupo de cuartos. En este caso la zona podría contener varios espacios.

- El Sistema de Aire. Es el equipo y los controles usados para proveer enfriamiento a una región del edificio. Un sistema de aire sirve a una o más zonas. La presencia de un termostato en cada zona permite el control específico de la temperatura del aire en cada una de ellas. Un ejemplo común de un sistema de aire, son los ventiladores, los serpentines, los ductos, los terminales y los controles conectados a una manejadora de aire central. El término "Sistema de Aire" puede ser usado también para referirse a cosas tales como Fain-coils y aire acondicionado tipo paquete.

- Planta de Equipos. Se refiere a las máquinas o artefactos usados para suministrar enfriamiento a los sistemas de serpentines de aire. Estos incluyen unidades de enfriamiento de expansión directa tipo paquete, chillers etc.

- El Edificio. Es la estructura que contiene al sistema central de aire acondicionado que se está considerando.

Durante el análisis de la carga, el programa trata explícitamente con los cuatro primeros items en esta jerarquía.

5.7 RESUMEN DE LAS TAREAS DEL PROGRAMA DE CARGA

Finalmente, cuando se tiene una visión general del proceso de diseño de la carga y que los términos fundamentales han sido definidos, se puede completar esta sección resumiendo cada paso requerido para completar un análisis del diseño de la carga con este programa.

Como se mencionó en la sección 4.2, el análisis comprende cinco etapas de entradas de datos y una etapa final de cálculos y la generación de resultados.

5.8.1 Introducción de datos climáticos.

Los datos climáticos definen las condiciones de temperatura, humedad y radiación solar que se presentan en el edificio durante el curso del año. Estas condiciones juegan un papel importante influenciando en las cargas y la operación del sistema. Para definir los datos climáticos, se puede elegir una ciudad de la base de datos que posee el programa, o los parámetros climáticos pueden ser entrados directamente.

5.8.3 Introducción de datos de programación.

Las programaciones definen como varían en el curso del día las cargas internas. Las programaciones se usan para definir patrones tales como ocupación, uso de luces y el uso de aparatos y equipos eléctricos. Las programaciones son introducidas a una base de datos y luego encadenada con información concerniente a espacios y sistemas de aire como sea necesario.

Una base de datos puede tener hasta 70 programaciones.

5.8.5 Introducción de datos de materiales de construcción.

Estos datos definen el tipo de construcción de las paredes, techos y ventanas usados en la estructura del edificio. La información sobre cada tipo de construcción es introducida a una base de datos y luego

encadenada a los espacios. Para las paredes y los techos, el tipo y las propiedades de las capas de material usados para construirlos con especificadas. Estos datos son usados para computar cómo el calor es transferido a través de ellos.

Para las ventanas, las propiedades térmicas, ópticas, las de la estructura y los sistemas de sombreado interno son estipulados. Los datos de las ventanas, sirven para determinar cómo el calor y la radiación solar son transferidos a través de ellos.

La base de datos del programa puede contener hasta 10 tipos de paredes, 10 tipos de techos y 20 tipos de ventanas.

5.8.7 Introducción de datos sobre los espacios.

Estos, definen los atributos de todas las cargas relativas a elementos en cada espacio. Por ejemplo, los datos de espacio pueden incluir información sobre tipo de pared, orientación y área, la densidad de ocupación, la potencia de iluminación, etc. La información de los espacios es almacenada en una base de datos y más tarde encadenada a los sistemas de aire. La base de datos del programa puede contener hasta 1200 espacios.

5.8.9 Introducción de datos del sistema de aire.

Los datos del sistema de aire definen componentes y controles usados

para proveer enfriamiento al edificio, dimensiones, ajuste de termostato, atributos de los ventiladores y otros detalles del sistema son especificados en este punto. Adicionalmente, los espacios individuales son agrupados en zonas y encadenados al sistema de aire; las bases de datos del programa pueden contener hasta 250 sistemas de aire.

5.8.11 Ejecución de la carga de diseño.

Finalmente, una vez que todos los datos requeridos han sido introducidos, se pueden ejecutar los cálculos de la carga de diseño. Este paso implica el seleccionar la época del año para la cual los cálculos de diseño van a ser ejecutados y los tipos de resultados que van a ser generados en el dimensionamiento y selección del equipo central de aire acondicionado.

5.9 PARAMETROS CLIMATICOS DE DISEÑO

Estos datos describen la localización geográfica de la ciudad, sus condiciones de diseño en verano e invierno, detalles sobre la hora local y condiciones del terreno. Esta información en conjunto se usa como base para generar perfiles climáticos de diseño, así como una completa simulación del clima de la ciudad. Cada parámetro es analizado a continuación.

- Nombre y localización de la ciudad. Estos se especifican para

identificar los datos climáticos. La localización se refiere al estado, provincia o país en el cual está localizada la ciudad. Estos nombres aparecen en las impresiones del programa.

- Latitud. La latitud es usada para los cálculos de la radiación solar. Tiene un efecto importante en la dirección e intensidad de la radiación solar hora por hora a través del día, todo el año. Valores positivos de latitud son usados para ciudades al norte del Ecuador y valores negativos en ciudades al sur.

- Longitud. La longitud también influye en los cálculos de la radiación solar. Todos estos son realizados de acuerdo a la hora local (LT). Puesto que la dirección e intensidad de la radiación solar depende de la posición del sol en el cielo, y los ángulos de posición solar son determinados de acuerdo a la hora solar aparente (AST), es necesario usar la longitud y valores de la zona para convertir estos datos de AST a LT.

Valores positivos de longitud son usados para representar longitud al oeste, valores negativos representan la contraparte.

- Elevación. La elevación es requerida para los cálculos de las propiedades del aire y la psicometría, porque las condiciones del aire varían con la altura. Valores positivos indican distancias sobre el nivel del mar. Valores negativos definen distancias bajo el nivel del mar.

- Bulbo seco de diseño en verano. Esta temperatura de diseño define la temperatura exterior de bulbo seco más caliente considerada para condiciones de enfriamiento. Cuando se emplea la base de datos del programa se usa el 1% de los valores de la ASHRAE. Esto significa que los bulbos secos de verano son excedidos en solamente 1% de las horas durante los meses de verano. Este valor es usado para derivar los perfiles de temperatura de enfriamiento.

- Bulbo húmedo coincidente de verano. Esta es una temperatura promedio del bulbo húmedo acorde con el bulbo seco de diseño en verano.

Es usado en la generación de los perfiles de humedad para los días de enfriamiento de diseño.

- Rango diario en verano. Representa las diferencias entre las temperaturas máxima y mínima en un día de enfriamiento de diseño típico. El rango diario es usado para derivar los perfiles de temperatura de enfriamiento de diseño, para todos los meses del año.

- Bulbo seco de diseño en invierno. Esta temperatura de diseño define la temperatura exterior más fría considerada para condiciones de calefacción. El valor de diseño en invierno es usado para cálculos de calefacción y está indirectamente implicado en la derivación de los perfiles de temperatura de diseño de enfriamiento.

- Número de claridad atmosférica (ACN). El ACN es un factor usado para corregir los perfiles de radiación solar con cielo despejado para condiciones inusuales de claridad o nubosidad. Valores típicos están en el rango de 1.15 para condiciones muy despejadas, 1.0 para condiciones típicas, y 0.85 para condiciones muy nubladas.

- Reflectividad promedio del suelo. La reflectividad define cuanta radiación solar es reflejada por las superficies del suelo que circunda el edificio. El calor solar que choca superficies verticales e inclinadas de un edificio está formado por componentes radiantes, difusas y reflejadas en el suelo. Un solo valor de reflectividad del suelo es usado para todas las orientaciones del edificio y todos los meses del año. Los valores típicos de reflectividad se listan en la Tabla 3. El valor estándar por defecto es 0.2.

- Conductividad del suelo. Este dato se refiere a la conductividad térmica del suelo que rodea al edificio. La conductividad afecta el cálculo de la transferencia de calor a través de paredes debajo del suelo, pisos en el sótano, etc. La base de datos de las ciudades que posee el programa no incluye información detallada sobre la conductividad del suelo, por esta razón un valor estándar por defecto de 0.8 Btu/hr/ft/°F (1.38 W/m/°K) se muestra para todas las ciudades que se seleccionen.

- Zona de hora local. El dato de la zona de hora, define la diferencia entre la hora standard local (LST) y la hora del meridiano de Greenwich (GMT) en horas. El valor de la zona de hora, más la longitud son usadas para convertir la hora solar aparente (AST) en hora local (LT) cuando se realicen cálculos de radiación solar. Valores positivos indican que la zona de hora está al oeste del meridiano de Greenwich. Valores negativos indican que la zona de hora está al este.

5.11 CALCULOS CLIMATICOS

En esta parte se explica cómo se generan los perfiles climáticos de diseño usados para calcular las cargas de refrigeración de diseño.

5.12.1 Generalidades sobre los cálculos de los datos climáticos.

Para poder determinar las máximas cargas de refrigeración de un edificio, se emplean para cada mes perfiles de 24 horas de temperaturas más calientes que lo normal y sus correspondientes humedades.

También se requieren flujos solares con cielo despejado y ganancias de calor para determinar la máxima carga solar en paredes, techos y ventanas. Para proveer estos datos a los cálculos de enfriamiento, tres categorías de datos climáticos son generados basados en los parámetros de diseño para una ciudad:

- Perfiles de temperatura para enfriamiento de diseño.
- Perfiles de flujo solar con ciclo despejado.
- Perfiles de ganancia de calor con cielo despejado.

5.12.3 Convenciones de hora para datos climáticos y de carga.

Esta sección explica las convenciones de tiempo usadas en este programa para los cálculos climáticos y de carga.

5.12.4.1 Hora local (LT). Es el tiempo del reloj. Es la hora por la cual nos regimos para conducir nuestros negocios y nuestra vida diaria. Todos los cálculos que realiza el programa se efectúan de acuerdo a la hora local. Esta es la aproximación más lógica y precisa, puesto que las programaciones de ocupación del edificio y de ganancia de calor y de operación de equipo están especificados en términos de hora local.

5.12.4.3 Hora solar aparente (AST). Algunas personas se sorprenden porque hay otra forma de medir la hora diferente a la hora local. Para propósitos de cálculos climáticos y de carga, la AST es un concepto importante que está relacionado con el movimiento del sol en el cielo.

El mediodía por ejemplo, de acuerdo a la hora solar aparente es cuando el sol alcanza el punto más alto o cenit en el cielo. La AST

para el resto del día es medida con respecto a ese punto; puesto que la tierra rota 15 grados cada hora, la 1 p.m. según A.S.T. es cuando la tierra ha rotado 15 grados después de la posición del cenit del sol.

Para calcular los flujos solares y las ganancias de calor solar en un edificio, la posición del sol en el cielo debe ser determinada usando la A.S.T. Cuando se calculan las cargas para una cierta hora de acuerdo a la hora local, la correspondiente hora local aparente debe ser determinada de manera que las cargas solares puedan ser calculadas. Esto es porque la A.S.T. no es la misma que la hora local.

5.12.4.5 Hora local versus hora solar aparente. La mejor manera de comprender por qué la hora solar aparente y la hora local son diferentes es con un ejemplo: si consideramos a Boston y Detroit, dos ciudades localizadas en la zona de la hora del este de Norteamérica, pero separadas por cientos de millas y 12 grados de longitud. Cuando el reloj de Boston señala las 12:00 del mediodía, el reloj de Detroit señala la misma hora. La hora local es siempre la misma en ambas ciudades, sin embargo, cuando el sol está en su cenit sobre Boston, todavía no está en su cenit sobre Detroit. Por tanto, le toma a la tierra 48 minutos para rotar 12 grados necesarios para que el sol alcance su posición de cenit sobre Detroit. En consecuencia, la radiación solar que está incidiendo sobre edificios a la misma hora local en estas 2 ciudades diferirá, porque sencillamente el sol está

en una posición diferente en cada ciudad.

Generalizando, tenemos que todas las ciudades en la misma zona de tiempo tienen siempre la misma hora local. Sin embargo, solamente ciudades que estén en la misma longitud tienen la misma hora solar aparente; aún más, la hora local y la hora solar aparente difieren para todos los días de cada año. Estas diferencias obedecen a tres factores:

- El hecho de que la órbita de la tierra es elíptica en vez de circular y de que la tierra viaje a lo largo de su órbita mientras está rotando en vez de mantenerse estática, causando diferencias variables cada día del año del orden de 0 a 16.5 minutos como se muestra en la Figura 12.

- La diferencia entre la longitud de una ciudad y la longitud central para la zona de tiempo. Esto es responsable de que se presente una diferencia de hasta 30 minutos entre la LT y la A.S.T., pero en algunas zonas de tiempo la diferencia puede ser mayor.

- El uso de la hora de ahorro de luz al día introduce aún más una diferencia de 1 hora entre la L.T. y la A.S.T. Para nuestro caso esto no es aplicable, porque en Colombia no tenemos hora de invierno, ni hora de verano.

La hora solar aparente puede ser calculada de la hora local usando

las siguientes ecuaciones:

$$\text{A.S.T.} = \text{LT} + [4(\text{L}_{\text{STD}} - \text{L}_{\text{LOC}}) + \text{E}]/60 - \text{D}$$

$$\text{E} = 9.87 \sin(2\text{B}) - 7.53 \cos \text{B} - 1.5 \sin \text{B}$$

$$\text{B} = 360 (\text{N} - 81)/364 \text{ grados}$$

Donde:

A.S.T. = hora solar aparente (horas)

L.T. = hora local, (horas)

L_{STD} = longitud central para la zona de la hora local, (grados) la longitud de la zona de hora central es computada multiplicando el número de horas de diferencia entre la hora local y la hora del meridiano de Greenwich (GMT) por 15 grados/hora. Por ejemplo, la zona de tiempo del este de Norteamérica es GMT + 5 horas. Por esta razón la longitud central es 75 grados al este.

L_{LOC} = longitud de la ciudad, (grados)

E = Factor de la "ecuación de la hora", el cual considera la diferencia entre la LT y la A.S.T. debido a los efectos orbitales de la tierra, horas.

D = Factor de la hora de ahorro de luz del día. Cero horas cuando la hora de ahorro no se tiene en cuenta o no tiene efecto, 1 cuando se emplea.

N = Día del año. Por ejemplo: 1 = Enero 1; 152 = junio 1 etc...

Para una ciudad localizada en la longitud central de una zona de

tiempo, y sin considerar la hora de ahorro, las diferencias entre la hora local y la hora solar serán debidas solamente a efectos orbitales mostrados en la Figura 12. Las diferencias máximas de aproximadamente 14-16.5 minutos ocurren a mediados de febrero y a finales de octubre.

- Convenciones de hora del programa. Como se afirmó anteriormente, el programa realiza todos los cálculos climáticos y de carga de acuerdo a la hora local. En los cálculos de flujos solares y ganancias de calor para una hora local específica, la correspondiente A.S.T. es computada y usada para determinar la posición del sol en el cielo. De esta forma, los perfiles de radiación solar concuerdan correctamente con la hora local.

En lo concerniente a las condiciones climáticas y a las cargas, el programa entrega los resultados mencionados usando las horas 00 hasta las 23. Aún más, cada hora se refiere al período de 60 minutos que sigue a la hora. Por ejemplo, la hora 00 se refiere al período comprendido entre las 12:00 a.m. y las 12:59 a.m. hora local. Las condiciones climáticas, las cargas y el desempeño de los equipos son calculados en el punto medio de la hora para determinar las condiciones representativas de la hora completa. Así para la hora 00, los cálculos son realizados a las 12:30 a.m. hora local.

5.12.5 Cálculo de los perfiles de temperatura de diseño.

Para los cálculos de diseño de enfriamiento se construyen perfiles horarios de bulbo seco y de bulbo húmedo para un período de 24 horas cada mes. Estos perfiles están basados en el 1% de los valores de temperatura de diseño y representan condiciones más calientes que las normales. En esta parte, se describen los procedimientos usados para derivar los perfiles de diseño de bulbo seco y bulbo húmedo.

5.12.6.1 Cálculo de los perfiles de bulbo seco.

Cuando se construyen los perfiles de bulbo seco, se asume que las temperaturas más altas ocurren en julio para los sitios en el hemisferio norte y en enero para los sitios en el hemisferio sur. La máxima temperatura en el mes más caliente se define como el 1% de temperatura de bulbo seco de diseño en verano. La variación por horas de temperatura durante un día de diseño es determinada usando el método recomendado en el capítulo 26 del 1989 ASHARE Handbook of Fundamentals.

Este método de la ASHARE produce perfiles suaves con la máxima temperatura a las 3 p.m. y la mínima a las 5 a.m. Para sincronizar el programa con las convenciones de tiempo, los perfiles se ajustan de manera que la máxima temperatura ocurre a las 3:30 a.m. hora local y la mínima temperatura ocurre a las 5:30 a.m hora local. Esto es permitido, porque los datos de diseño representan perfiles idealizados y por lo tanto, aproximados. Adicionalmente, no se realiza ninguna conversión entre la hora local y la hora solar

aparente, porque los perfiles son ideales.

Las temperaturas de bulbo seco individuales por hora para un día de diseño son computadas usando la siguiente ecuación:

$$T_{a,h} = T_{db,m} - \Delta T F_h$$

Donde:

$T_{a,h}$ = Temperatura de bulbo seco para la hora h ($^{\circ}\text{F}$ o $^{\circ}\text{C}$)

$T_{db,m}$ = 1% de bulbo seco de diseño para el mes ($^{\circ}\text{F}$ o $^{\circ}\text{C}$)

ΔT = Rango diario de temperatura ($^{\circ}\text{F}$ o $^{\circ}\text{K}$)

F_h = Factor de temperatura horaria (adimensional). Tabla 4.

Para los meses más calurosos del año, el bulbo seco de diseño en verano se usa como el 1% de temperatura de diseño. En los meses restantes, el 1% de bulbo seco de diseño por mes, es estimado usando un método empírico descrito en el Carrier System Design Manual [1]. Con este método, el 1% de bulbos secos de diseño son computados usando la ecuación:

$$T_{db,m} = T_{sdb} - F_m$$

Donde:

T_{sdb} = Temperatura de bulbo seco de diseño en verano ($^{\circ}\text{F}$ o $^{\circ}\text{C}$)

F_m = Factor mensual de temperatura de diseño para el mes m ($^{\circ}\text{F}$ o $^{\circ}\text{K}$)

Los valores de F_m se listan en la Tabla 5. En las columnas de la tabla se proveen todos los meses del año. Los datos en cada fila

corresponden a los diferentes rangos anuales de temperatura. El rango anual es la diferencia entre el 1% de bulbos secos en verano y el 99% de bulbos secos en invierno.

Dependiendo del rango de temperatura anual para un sitio, los datos son leídos directamente de la tabla o determinados por interpolación entre las filas.

Se pueden apreciar dos limitaciones en los cálculos de la temperatura mensual de diseño.

- Los datos en la Tabla 5 están limitados a un rango anual de temperatura entre 50°F y 120°F. Este rango cubre la mayoría de las condiciones climáticas que se encuentran en el mundo. Para aquellos sitios con un rango anual menor de 50°F, se usan los valores de 50°F. Para aquellos sitios con rango anual mayores que 120°F, se usan los valores 120°F de la tabla.

- Los valores asumidos sobre la variación de los bulbos secos mensuales de diseño durante el año, y sobre todo cuando se presentan valores máximos y mínimos de diseño, pueden no ser aplicables para todos los sitios. Estos valores, generalmente son confiables en sitios de latitudes medias y altas; para sitios cercanos al Ecuador, sin embargo, las máximas temperaturas algunas veces ocurren en septiembre y marzo, en vez de julio o enero.

Para toda situación en que los valores asumidos no son realistas, los datos de los perfiles pueden ser modificados para considerar las condiciones locales. El programa posee la capacidad de modificar rápidamente los datos de perfiles como sea necesario.

5.12.6.3 Cálculo de los perfiles de bulbo húmedo.

Para calcular los perfiles de bulbo húmedo de cualquier día de enfriamiento de diseño, la temperatura de punto de rocío es computada primero usando el 1% de bulbo seco de diseño y las temperaturas de bulbo húmedo coincidentes. Las temperaturas de bulbo húmedo son determinadas entonces para cada hora, asumiendo un punto de rocío constante. Una excepción a esta regla, se presenta porque los bulbos húmedos nunca pueden ser mayores que los bulbos secos correspondientes, ni mucho menos puede estar la temperatura de bulbo húmedo cerca de 0.5°F (0.3°C) de la temperatura de bulbo seco.

Para los meses más calientes del año la temperatura de bulbo húmedo coincidente de verano es usada para estos cálculos. En los meses restantes, las temperaturas de bulbo húmedo coincidentes son estimadas usando el método empírico descrito en el Carrier System Design Manual [1]. Con este método, los bulbos húmedos mensuales coincidentes son computados usando la ecuación:

$$T_{wb,m} = T_{swb} - F_w$$

Donde:

$T_{wb,m}$ =Temperatura de bulbo húmedo coincidente para el mes ($^{\circ}\text{F}$ o $^{\circ}\text{C}$).

T_{swb} =Temperatura de bulbo húmedo coincidente de diseño en verano ($^{\circ}\text{F}$ o $^{\circ}\text{C}$).

F_w =Factor de bulbo húmedo mensual de diseño para el mes ($^{\circ}\text{F}$ o $^{\circ}\text{K}$).

Los valores de F_w se muestran en la Tabla 6. En las columnas se proveen todos los meses del año. Las filas contienen valores de F_w para los diferentes rangos de temperatura anual. El rango anual es la diferencia entre el 1% de temperaturas de bulbo seco de diseño en verano y el 99% de temperaturas de bulbo seco de diseño en invierno. Dependiendo del rango anual del sitio, los datos de F_w son leídos directamente de la tabla o determinados por interpolación entre las filas.

Por otra parte, este método tiene las mismas limitaciones descritas previamente para los perfiles de bulbo seco. Para cualquier situación en la cual los valores asumidos usados para construir los perfiles de bulbo húmedo no sean apropiados, los datos de los perfiles deben ser modificados para considerar las condiciones locales.

El programa posee la capacidad de modificar rápidamente los datos de los perfiles como sea necesario.

5.12.7 Cálculo de los perfiles de flujo solar de diseño y de ganancia de calor solar.

Esta sección explica como son calculados los perfiles de flujo solar y de ganancia de calor. Se asumen condiciones de cielo despejado, de manera que los máximos efectos de calor solar son considerados.

Para cada mes se construyen perfiles horarios de flujo solar y de ganancia de calor, usando los procedimientos fijados en el ASHRAE Handbook of Fundamentals.

5.12.8.1 Fundamentos sobre la energía solar.

Antes de describir los procedimientos de cálculos solares de diseño, varios conceptos fundamentales sobre energía solar deben ser entendidos.

5.12.8.2.1 Flujo solar. Es la rata de energía solar que choca las superficies exteriores del Edificio. La dirección e intensidad del flujo afectan los cálculos de la carga por paredes, techos y ventanas.

5.12.8.2.3 Ganancia de calor solar. Se refiere a la rata de energía solar que alcanza el interior del edificio después de que pasa a través de ventanas. Se emplea para calcular la carga solar por

ventanas. La ganancia de calor solar difiere del flujo solar porque los paneles de vidrio, estructuras y sombreados interiores de una ventana reflejan, absorben y transmiten porciones del flujo solar que choca la superficie exterior de la ventana; de ahí que la ganancia de calor solar total es siempre más pequeña que el flujo solar total fuera de la ventana.

5.12.8.2.5 Flujo solar extraterrestre. Para determinar la intensidad de flujo solar en la superficie de la tierra, las características del mismo por fuera de la atmósfera terrestre deben ser conocidas. Esto es lo que se llama flujo solar extraterrestre. Luego, como la distancia entre la tierra y el sol varía a través del año, la intensidad del flujo extraterrestre también lo hace. En los cálculos de la energía solar se usa comúnmente el flujo solar extraterrestre en una superficie perpendicular a los rayos del sol (I_{on}).

Los valores de I_{on} listados en la Tabla 7 muestran la variación general por temporadas del flujo extraterrestre. Estos valores se basan en la constante solar I_{sc} o valor de I_{on} cuando la tierra está a su distancia promedio del sol.

De acuerdo a 1989 ASHRAE Handbook of Fundamentals [2], el valor actualmente aceptado para I_{sc} es 434.9 Btu/hr-sqft o 1371.9 W/sqm.

5.12.8.2.7 Componentes del flujo solar. El flujo solar que incide

en un edificio está compuesto por tres partes separadas:

- Flujo solar radiante. Es la porción de flujo solar extraterrestre que pasa a través de la atmósfera terrestre sin alterarse.

La radiación solar continua viajando en la dirección original del flujo extraterrestre, de ahí que su dirección cuando alcanza la superficie de la tierra dependa de la posición del sol en el cielo.

- Flujo solar difuso. Es la porción del flujo extraterrestre, el cual alcanza la superficie de la tierra después de haber sido dispersado por las moléculas de aire, vapor de agua, otros gases atmosféricos y polvo en la atmósfera. En días nublados la intensidad del flujo difuso es cercanamente uniforme sobre todo en el domo celeste. En días despejados, el flujo difuso es menos uniforme, con mayores intensidades en las áreas de cielo donde está localizado el sol.

- Flujo solar reflejado. Es la energía solar que choca con el edificio después de haber sido reflejado por los terrenos que circundan al edificio. El flujo solar directo y el difuso alcanzan el suelo, el cual absorbe una porción de este flujo y refleja los restantes.

Las superficies verticales e inclinadas de un edificio recibirán una porción del flujo total reflejado en el suelo.

5.12.8.2.9 Angulos solares. Finalmente, para poder calcular las cantidades de flujo solar, una variedad de ángulos que describen la geometría sol-tierra y la dirección del flujo solar radiante deben ser definidas. Cada uno es listado por separado a continuación:

- Declinación (δ): La posición angular del sol relativa al plano del Ecuador de la tierra. Ver valores, Tabla 7.

- Angulo de hora (H): Una expresión angular de la hora solar aparente, medida desde el mediodía solar.

$$H = 15 (12 - \text{A.S.T.})$$

Donde:

H = Angulo de hora (grados)

A.S.T. = Hora del día, hora solar aparente. A.S.T. = 0 para medianoche, A.S.T. = 12 para mediodía solar, A.S.T. = 23 para las 11 p.m.

La hora solar aparente se calcula de la hora local tal como se explica en secciones anteriores.

- Angulo de altitud solar (β): En ángulo entre el flujo solar radiante y una superficie horizontal (Ver Figura 13).

$$\sin (\beta) = \cos (L) \times \cos (\delta) \times \cos (H) + \sin (L) \times \sin (\delta)$$

Donde:

β = Angulo de altitud solar (grados)

L = Latitud del sitio, (grados)

- Angulo de azimut solar (\varnothing): La distancia angular de sol desde el sur (ver Figura 13). Los ángulos positivos son medidos en sentido contrario a las agujas del reloj desde el sur. Cuando el sol está al este del eje sur, el ángulo de azimut solar es positivo; cuando está al oeste del eje sur el azimut es negativo.

$$\cos (\varnothing) = [\sin (\beta) \times \sin (L) - \sin (\delta)] / [\cos (\beta) \times \cos (L)]$$

- Angulo de azimut de la superficie (ψ): El ángulo entre una línea perpendicular a una pared vertical y el eje sur (Ver Figura 13).

Tal como con los azimut solares, los ángulos positivos son medidos desde el este en sentido contrario a las agujas del reloj.

- Angulo de azimut superficie-sol (γ): La distancia angular del sol desde una línea perpendicular a una pared vertical (Ver Figura 13).

$$\gamma = \varnothing - \psi$$

- Angulo de incidencia (θ) para radiación solar: El ángulo entre la

dirección del flujo solar radiante y una línea perpendicular a una superficie del edificio (Ver Figura 13). La ecuación general para el ángulo de incidencia es:

$$\cos(\theta) = \cos(\beta) \times \cos(\gamma) \sin(\Sigma) + \sin(\beta) \times \cos(\Sigma)$$

Donde:

Σ =Angulo de inclinación para superficies del edificio en grados, medido desde la horizontal. Para superficie horizontal $\Sigma = 0$; para superficies verticales $\Sigma = 90^\circ$.

Para superficies verticales esta ecuación se reduce a:

$$\cos(\theta) = \cos(\beta) \times \cos(\gamma)$$

Para superficies horizontales la ecuación se reduce a:

$$\cos(\theta) = \sin(\beta)$$

5.12.8.3 Cálculo de los perfiles del flujo solar con cielo despejado.

El procedimiento usado para computar los perfiles horarios de flujo solar con cielo despejado es tomado del 1989 ASHRAE Handbook of Fundamentals [2].

La meta del procedimiento es la de determinar valores horarios de los componentes de flujo solar radiante, difuso y reflejada en cada una de las orientaciones del edificio para condiciones de cielo

despejado. Los flujos son computados para los primeros 20 días de cada mes de acuerdo al procedimiento de la A.S.H.R.A.E. Los valores resultantes del flujo representan estimaciones para condiciones típicas con cielo despejado. Los procedimientos para computar cada componente de flujo solar se describen a continuación:

- Flujo solar radiante. Primero se computa el flujo solar radiante en una superficie perpendicular a la dirección del flujo:

$$I_{bn} = ACN [\Delta / \exp (B / \sin (\beta))]$$

Donde:

I_{bn} =Flujo solar radiante en una superficie perpendicular a la dirección del flujo, Btu/hr-sqft o W/sqm.

Δ =Irradiación solar aparente con una masa de aire de cero, Btu/hr-sqft o W/sqm. Ver valores, Tabla 7 y 8.

B =Coeficiente de extinción atmosférica, adimensional. Ver valores Tabla 7 y 8.

ACN =Número de claridad atmosférica, adimensional.

El procedimiento para computar I_{bn} fue desarrollado para un juego de condiciones atmosféricas mensuales de referencia. Estas condiciones definen las cantidades de ozono, humedad y polvo en la atmósfera para un sitio al nivel del mar. Para sitios con atmósferas inusuales, secas, húmedas, polvorientas, despejadas o sitios a grandes alturas, el número de claridad atmosférica (ACN) es usado para incrementar o

disminuir los valores de I_{bn} . Para sitios con condiciones cercanas a las condiciones de referencia, se emplea un número de claridad de 1.00.

Después, el flujo solar radiante en una pared o techo se computa usando la ecuación:

$$I_b = I_{bn} \times \cos(\theta)$$

Donde:

I_b = Flujo solar radiante en una superficie, Btu/hr-sqft o W/sqm

θ = Angulo de incidencia para flujo solar directo, grados.

- Flujo solar difuso. Antes de computar el flujo solar difuso en una orientación, el factor "Y" debe ser calculado. "Y" es la razón de flujo solar difuso en una superficie vertical entre el flujo difuso en una superficie horizontal. Este factor debe ser usado, porque para condiciones de cielo despejado, la intensidad del flujo solar difuso no está uniformemente distribuido sobre el domo celeste.

El flujo difuso del área que circunda al sol es más intenso, mientras que el flujo originado desde otras porciones del cielo es menos intenso. En consecuencia, si una superficie está expuesta al sol hasta un límite, afecta la cantidad de flujo solar difuso que ésta recibe. "Y" se computa usando las siguientes ecuaciones:

Para $\cos(\theta)$ mayores que -0.2 :

$$Y = 0.55 + 0.437 \times \cos(\theta) + 0.313 \times \cos^2(\theta)$$

Para $\cos(\theta)$ menores o iguales que -0.2 :

$$Y = 0.45$$

Donde:

Y = razón del flujo difuso en superficie vertical entre flujo difuso en superficie horizontal, adimensional.

θ = Angulo de incidencia para flujo solar radiante, grados.

Luego, el flujo solar difuso se calcula de la siguiente forma:

Para una superficie con cualquier orientación, la ecuación general es:

$$I_d = C Y I_{bn}$$

Para superficies horizontales la ecuación es:

$$I_{dn} = C I_{bn}$$

Donde:

I_d = Flujo solar difuso en una superficie inclinada, Btu/hr-sqft
o W/sqm

I_{dn} = Flujo solar difuso en una superficie horizontal, Btu/hr-sqft o W/sqm

C =Factor de cielo difuso, adimensional. Ver Tablas 7 y 8.

- Flujo solar reflejado. La energía solar que choca en una superficie inclinada de un edificio después de haber sido reflejada por el suelo circundante es determinada por la siguiente ecuación:

$$I_r = \rho_g I_{bn} (C + \sin(\beta)) \times (1 - \cos(\Sigma))/2$$

Para superficies verticales ésta se reduce a:

$$I_{rv} = \rho_g I_{bn} \times (C + \sin(\beta))/2$$

Para superficies horizontales no hay flujo solar reflejado:

$$I_{rh} = 0$$

Donde:

I_r =Flujo solar reflejado en el suelo en una superficie en cualquier dirección, Btu/hr-qsft o W/qsm

I_{rv} =Flujo solar reflejado en el suelo en una superficie vertical, Btu/hr-qsft o W/qsm

ρ_g =Reflectividad del suelo, adimensional.

5.12.8.5 Cálculo de perfiles de ganancia de calor solar con cielo despejado.

Los perfiles de ganancia de calor solar (SHG) para días de enfriamiento de diseños computados usando los perfiles de flujo solar con cielo despejado y los procedimientos recomendados por la A.S.H.R.A.E como se discutió anteriormente, la ganancia de calor solar es la cantidad de calor solar que alcanza el interior del Edificio después de atravesar las ventanas. Según A.S.H.R.A.E. se requieren que SHG_s de referencia sean calculados primero usando las propiedades ópticas del "vidrio referencia". Este último, es un panel sencillo, con lámina de vidrio de doble resistencia de 1/8" de espesor ($\alpha = 0.06$, $\rho = 0.08$, $\tau = 0.86$) luego, cuando se computen las cargas solares para un tipo específico de ventana, la SHG de referencia son multiplicados por un factor "coeficiente de sombreado" para ajustarlos a las propiedades de un tipo específico de ventana.

Las ganancias de calor solar de referencia deben ser computadas por separado para los siguientes cuatro componentes:

- Flujo solar radiante, porción absorbida por el vidrio (A.S.H.G.Fb).
- Flujo solar radiante, porción transmitida a través de la ventana (T.S.H.G.Fb).
- Flujo solar difuso más flujo solar reflejado en el piso, porción absorbida por el vidrio (A.S.H.G.Fd).

- Flujo solar difuso más flujo solar reflejado en el piso, porción transmitida a través de la ventana (T.S.H.G.Fd).

Cálculos por separado de flujo radiante y difuso son requeridos, porque la transmisión solar a través de vidrios depende del ángulo en que la radiación solar incide contra el vidrio.

El flujo solar radiante incide en el vidrio a un ángulo específico, mientras que el flujo solar difuso MAS el reflejado en el suelo es multidireccional. Cálculos por separado de las componentes absorbidas y transmitidas del SHG son requeridas debido a los procedimientos de la función transferencia para calcular cargas de los valores SHG.

Los cálculos de las ganancias de calor solar de referencia son como siguen:

$$T.S.H.G.Fb = I_b [\sum t_j \text{Cos}^j (\theta)] \text{ para } j = 0 \text{ hasta } 5$$

$$A.S.H.G.Fb = I_b [\sum a_j \text{Cos}^j (\theta)] \text{ para } j = 0 \text{ hasta } 5$$

$$T.S.H.G.Fd = 2 I_b [\sum t_j / (j + 2)] \text{ para } j = 0 \text{ hasta } 5$$

$$A.S.H.G.Fd = 2 I_b [\sum a_j / (j + 2)] \text{ para } j = 0 \text{ hasta } 5$$

Donde:

I_b =Flujo solar radiante en la superficie de la ventana,

BTU/hr/sqft o W/sqm

I_d =Flujo solar difuso y reflejado en el suelo que choca la superficie de la ventana, BTU/hr - sqft o W/sqm

t_j = Coeficiente de transmisión para vidrio de referencia, adimensional. Ver Tabla 9.

a_j = Coeficiente de absorción para vidrio de referencia, adimensional. Ver Tabla 9.

θ = Angulo de incidencia para flujo solar radiante que choca la superficie de una ventana, grados. Ver sección 4.6.4 para información sobre el cálculo de este ángulo.

5.13CALCULOS DE CARGA TERMICA

5.14.1 Enfriamiento de diseño.

Los perfiles de carga son computados para un día de enfriamiento de diseño en cada mes usando las condiciones climáticas de diseño, los programas de operación de un día de diseño y el método de cálculo de carga de la función transferencia respaldada por la A.S.H.R.A.E. Los datos climáticos de diseño usan el 1% de los datos de la temperatura de diseño, los niveles de humedad coincidentes y las condiciones de radiación solar con cielo despejado.

Los programas de operación de los días de diseño representan la variación de las ganancias de calor interna para las condiciones de enfriamiento de diseño. El método de carga de la función transferencia provee de estimaciones precisas de carga del edificio considerando la naturaleza transitoria de los procesos de transferencia de calor en el Edificio.

5.14.3 Principios del método de carga de la función de transferencia.

Este método es usado en el programa para cálculos de diseño de enfriamiento. La explicación de los principios del método requieren cubrir una serie de tópicos incluyendo un análisis de:

- Consideraciones necesarias para el análisis de la transferencia de calor en edificios.
- Principios del método de balance de calor, el cual es el método de carga más riguroso que se encuentra disponible.
- Principios fundamentales del método de la función transferencia el cual se deriva del método de balance de calor.
- Procedimientos fundamentales usados para calcular las cargas de la función de transferencia.

- Ejemplos que ilustran cómo son las cargas usando los procedimientos de la función de transferencia.

5.14.4.1 Consideraciones de transferencia de calor para edificios.

La mayoría de las veces el que estudia el proceso del cálculo de carga para edificios comerciales llega a la conclusión que el proceso es complicado porque envuelve:

- Los tres modos de transferencia de calor, conducción, convección y radiación.

- Muchas fuentes de calor cuya contribución de calor varía con el tiempo y usualmente no están en fase unas con otras.

- Almacenamiento y descarga de calor de elementos de masa del edificio tales como paredes, techos y pisos. Esto resulta en procesos de transferencia de calor más en estado transitorio que en estado estable.

- Procesos de transferencia de calor que están interrelacionados.

Para estimar en forma precisa las cargas del edificio todos estos factores deben ser considerados.

Existen una serie de términos claves que son necesarios comprender en

el análisis de transferencia de calor, a saber:

- Ganancia de calor. Es la cantidad total de calor que entra al cuarto desde una fuente de calor específica mediante los diferentes mecanismos de transferencia, como son; conducción, convección y radiación.

- Conducción. Conocida también como ley de la conducción de Fourier. Dicha ley dice que la razón de calor transferido desde una región de alta temperatura a una región de baja, a través de un medio, (pared por ejemplo) es directamente proporcional al área de la superficie de la pared que se encuentra normal a la dirección del flujo de calor, directamente proporcional a la diferencia de temperatura entre las paredes, e inversamente proporcional al espesor de la pared. La rapidez de flujo depende de la conductividad térmica del medio que atraviesa, así como de la magnitud del gradiente de temperatura.

- Convección. En palabras sencillas se define como la combinación de conducción y movimiento de fluidos. Ocurre siempre que una superficie está en contacto con el fluido que tiene temperatura diferente a la superficie en cuestión. Por ejemplo, considere una pared caliente vertical y en contacto con un fluido frío. Con el transcurso del tiempo, el fluido en contacto inmediato con la pared se calienta por conducción, provocando que el fluido se haga menos denso. Esta diferencia de densidad, provoca que el fluido mas ligero se eleve y lo reemplace por otra cantidad del fluido más frío,

estableciéndose el movimiento del fluido o convección.

- Radiación. Mecanismo de transferencia de calor que no requiere de un medio lleno de materia para que se efectúe el intercambio entre las superficies. Los líquidos, sólidos, y algunos gases emiten radiación térmica como resultados de sus temperaturas. Si el emisor de calor es ideal, se llama cuerpo negro.

- Carga. Es el calor transferido al aire del cuarto, el cual debe ser removido por el equipo de acondicionamiento de aire si la zona es mantenida a una temperatura de aire constante.

- Extracción de calor. Es la cantidad de calor removida realmente por el equipo a medida que la temperatura de la zona varía.

Para ilustrar la transferencia de calor de un edificio en un cuarto y el uso de estos términos, hay que considerar un ejemplo simple; la iluminación. El calor es absorbido de las luces en forma de calor de convección y calor de radiación. El calor de convección calienta el aire en el cuarto y por esto inmediatamente se convierte en una carga. El calor de radiación es absorbido por las superficies de las paredes, pisos, techos y muebles del cuarto, haciendo que la temperatura de cada superficie aumente.

Este calor es irradiado nuevamente a otras superficies en el cuarto, luego transmitido por convección al aire interno, y finalmente por

conducción hacia las masas adyacentes a cada superficie.

Los procesos de absorción, almacenamiento, irradiación y convección ocurren sobre un período de tiempo. En consecuencia la ganancia de calor por iluminación que ocurre en la hora actual será convertida en carga durante la misma hora y un número de horas siguientes. Este es un proceso de transferencia de calor en estado transitorio.

Finalmente, el equipo de refrigeración algunas veces no es capaz de remover toda la carga del cuarto a medida que esta ocurre. El equipo responde a las cargas que varían, y la temperatura comienza a fluctuar dentro de un rango ajustado en el termostato. En un largo período de tiempo, el calor total extraído por el equipo puede ser igual a la carga total, pero debido al comportamiento del mismo y del termostato, la extracción de calor y las cargas no son iguales en cualquier punto en el tiempo.

El método de balance de calor es la aproximación a la solución de este problema de transferencia de calor en edificios.

5.14.4.3 El método de balance de calor.

Es el método más riguroso para calcular cargas en edificios. El método de balance de calor evalúa los procesos de conducción, convección, radiación y almacenamiento de calor que ocurre en un edificio, aplicando las leyes fundamentales de termodinámica y

transferencia de calor. Las ecuaciones están escritas para cada "nodo" en el cuarto, donde un "nodo" representa una superficie o elemento de masa asociado con el cuarto. Para este elemento, el balance de calor se especifica en términos simples:

$$(\text{Rata de calor que entra}) - (\text{Rata de calor que sale}) = \text{Rata de energía almacenada.}$$

Puesto que una superficie no tiene masa, su ecuación de balance de calor es:

$$(\text{Rata de calor que entra}) - (\text{Rata de calor que sale}) = 0$$

Estas 2 razones de flujo se definen, representando todos los procesos de convección, conducción y radiación. En forma típica, estos toman la forma de ecuaciones diferenciales de transferencia de calor o formas lineales de estas ecuaciones.

Resolviendo simultáneamente todos los balances de calor para un cuarto, la rata de flujo total de calor por conducción transmitida al aire del cuarto puede ser determinada, definiendo así la carga del cuarto.

Para ilustrar como funciona, se puede realizar el cálculo de cargas debido a la ganancia de calor por iluminación.

Una porción de la ganancia de calor por iluminación es convertida; por esta razón, calienta el aire del cuarto directamente y es convertida inmediatamente en una carga.

La restante ganancia de calor es radiación térmica, la cual choca varias superficies del cuarto. Cada superficie absorbe una porción de calor radiado y refleja el resto a las otras superficies. La porción absorbida calienta las superficies, iniciándose posteriormente un proceso de transferencia de calor. Para una pared, por ejemplo se crea un gradiente térmico entre la superficie y la masa interior de la pared. Luego, una parte del calor puede ser conducido desde la superficie hacia la masa de la pared, donde es almacenada. Cuando las condiciones cambian más adelante haciendo que la superficie de la pared se enfríe, el calor almacenado es descargado, siendo conducido nuevamente hacia la superficie. La superficie caliente de la pared puede también crear un gradiente de temperatura entre la superficie de la pared y el aire del cuarto produciendo convección, la cual convierte el calor en una carga. Finalmente la elevada temperatura de superficie causa un intercambio de radiación térmica entre la superficie de la pared y otra superficie en el cuarto, donde un proceso similar está ocurriendo. Estos procesos cambian continuamente.

Al usar el método de balance de calor para resolver este problema de transferencia de calor requerirá escribir ecuaciones de balance de calor para cada superficie y elemento de masa considerando que cada

proceso envuelve:

- Convección de calor de las luces al aire del cuarto.
- Radiación de las luces hacia la superficie del cuarto.
- Intercambio de conducción, convección y radiación para cada superficie en el cuarto.
- Conducción y almacenamiento de calor para cada elemento de masa en contacto con una superficie.

Una vez que las ecuaciones han sido formuladas, ellas deben ser resueltas simultáneamente para cada hora y así evaluar el flujo de calor en el cuarto.

Nótese que los procesos descritos arriba no son aislados. Cada superficie en el cuarto también está recibiendo calor desde otras fuentes tales como personas, aparatos, ganancia de calor solar y calor conducido a través de paredes y techos.

Para determinar el calor total transmitido por convección al aire del cuarto (por ejemplo, para la carga), todos los procesos deben ser evaluados simultáneamente.

Los resultados de este tipo de análisis pueden ser muy precisos hasta

donde los datos de entrada, describiendo las fuentes de ganancia de calor y las propiedades tanto físicas como geométricas del cuarto, lo permitan. Los programas de computador que han sido escritos para realizar estos cálculos requieren de un hardware poderoso, datos de entrada detallados y largos tiempos de cálculos. Para aplicaciones típicas de diseño empleando microcomputadores, el método del balance de calor tiende a ser difícil de usar. Sin embargo, su aproximación a los modelos de procesos de transferencia de calor reales en un edificio son deseables.

El método de la función transferencia se deriva del método del balance de calor y usa valores claves asumidos para acortar tiempos de cálculos, siendo capaz de proveer estimaciones de carga de edificios satisfactorias y precisas.

5.14.4.5 Principios fundamentales de la función transferencia.

El método de la función de transferencia es la culminación del trabajo publicado inicialmente en 1976 por dos científicos de la Canadian National Research Council. El método está basado en una idea conocida como "principio de factor de respuesta".

Este principio afirma que para un espacio determinado, los patrones de respuesta térmica (por ejemplo, cómo la ganancia de calor es convertida en carga por un período de tiempo) para cada tipo específico de ganancia de calor siempre será el mismo. Esto

significa, que para este espacio, una ganancia de calor de 1000 BTU/hr a través de una pared exterior causaría la misma respuesta por un período de horas, que una ganancia de calor de 2000 BTU/hrs.

Los valores de la carga pueden diferir, pero el patrón de conversión de ganancia de calor en carga será el mismo.

El principio de factor de respuesta está basado en cambio, en tres principios adicionales:

- El principio de la superposición: la carga total del cuarto es la suma de las cargas calculadas por separado para cada componente de ganancia de calor.

- El principio de linealidad: La magnitud de la respuesta térmica a la ganancia de calor varía linealmente con la medida de ésta última.

- El principio de la invariabilidad: dos ganancias de calor de igual medida que ocurran a diferentes tiempos producirán la misma respuesta térmica en el cuarto.

Estos principios juntos permiten la simplificación del análisis del método del balance de calor para un edificio.

El principio de superposición puede ser usado para dividir el problema de transferencia de calor en unidades manejables, puesto que

éste permite que cargas generadas por componentes identificables de ganancia de calor, sean computadas por separado.

Por ejemplo, cargas debido a la ganancia de calor por una pared exterior, y a la ganancia de calor por las luces pueden ser computadas por separado y luego sumadas para determinar la carga total de espacio a acondicionar. En contraste el Método de Balance de calor requiere que todas las ganancias de calor en el espacio sean consideradas simultáneamente.

Este principio también permite considerar por separado los efectos de la ganancia de calor cada hora. Por ejemplo, la ganancia de calor por iluminación en esta hora causará cargas en la hora actual y un número de horas siguientes. Esto se debe a que una porción de la ganancia de calor es radiación térmica, la cual es absorbida por paredes, pisos y muebles en el cuarto, y luego es transmitida por convección al aire del cuarto a través del tiempo. Cuando las luces están prendidas por mucho tiempo, la presente carga en cada hora es debida a la ganancia de calor durante la hora, y ganancia de calor en un número de horas previas. Con el principio de supervisión, los patrones de carga debido a cada ganancia de calor por hora puede ser computada por separado y luego sumadas para determinar la carga total por iluminación cada hora. En contraste, el Método del Balance de calor requiere que los efectos de ganancia de calor en la hora en curso y horas previas sean considerados simultáneamente.

Por otra parte, los principios de linealidad e invariabilidad permiten una basta reducción en el número de cálculos necesarios. Como el patrón de carga resultante de cada tipo de ganancia de calor es invariable, éste solamente necesita ser determinado una sola vez mediante los cálculos de balance de calor. Ahora si la magnitud de cada carga es una función lineal de la medida de la ganancia de calor, patrones de cargas debido a cada ganancia de calor por hora pueden ser fácilmente computados usando simples ecuaciones algebraicas. En contraste, el método del balance de calor requiere resolver simultáneamente cada hora una serie de ecuaciones de balance de calor.

5.14.4.7 Procedimientos fundamentales de la función transferencia.

Con el método de la función transferencia, una relación matemática general que define la carga como una función de la ganancia de calor y el tiempo, es determinada para cada componente de ganancia de calor en el cuarto. Esta relación es usada luego para calcular rápidamente las cargas para cada hora. La relación matemática es expresada en lo que es llamado una ecuación de la Función de Transferencia para un espacio y tiene la siguiente forma:

$$Q_0 = V_{0q0} + V_1 q_1 + V_2 q_2 - W_1 Q_1 - W_2 Q_2$$

En esta ecuación :

Q_0 ;representa la carga. Los subíndices se refieren a puntos

específicos en el tiempo. El subíndice 0 es la hora en curso, el uno es la hora previa y el 2 son dos horas previas. q ;representa la ganancia de calor. Los subíndices 0, 1, 2 tienen el mismo significado que para la carga.

V_0, V_1, V_2, W_1, W_2 ; son coeficientes de la función transferencia. Los valores de estos coeficientes varían para cada tipo de ganancia de calor y espacio debido a los diferentes procesos de transferencia implicados en la conversión de cada tipo de ganancia de calor en carga. La A.S. H.R.A.E. ha publicado tablas de estos coeficientes para diferentes componentes de ganancia de calor, tipos de espacios y densidades de construcción.

En palabras, la ecuación de la función transferencia para un espacio dice que la carga para la hora en curso (Q_0) es una función de la ganancia de calor para las siguientes y anteriores dos horas, más la carga de las dos horas anteriores. Puesto que las cargas para las dos anteriores dependen ellas mismas también de una serie de ganancias de calor de horas anteriores, estas cargas horarias son influenciadas por los efectos de ganancias de calor de muchas hoaras anteriores. Para emplear la ecuación de la función transferencia para un espacio, deben ser determinados en primera instancia sus coeficientes, luego, para cada tipo de ganancia de calor, el cálculo de cargas es un proceso de dos pasos:

-Determinar la ganancia de calor para una serie de horas.

- Usar las ganancias de calor y los coeficientes de la función transferencia en la ecuación de la misma para un determinado espacio, y así calcular las cargas.

Las siguientes dos subsecciones proveen ejemplos de la forma como son calculadas las cargas por ganancia de calor internas (luces) y ganancia de calor por transmisión (paredes).

5.14.4.9 Ejemplo de la función transferencia para cargas de iluminación.

En este tipo de ejemplos, se supone que las luces son encendidas y operadas de forma que se produzca una rata constante de ganancia de calor de 10.000 BTU/hr durante seis horas y luego son apagadas.

Para un tipo específico de espacio e iluminación los coeficientes de la función transferencia para un espacio publicado por ASHRAE son:

$$V_0 = 0.55, V_1 = -0.49, V_2 = 0.0$$

$$W_1 = -0.94, W_2 = 0.0.$$

El programa tiene almacenado todos estos valores, los cuales son seleccionados teniendo en cuenta tanto la ganancia de calor como el tiempo de operación.

Los resultados de los cálculos de carga de la función transferencia

para una frecuencia de 12 horas se muestran en la Tabla 10.

En la Figura 14, la ganancia de calor y los perfiles de carga que resultan de estos cálculos se muestran para un período de 12 horas.

Nótese que las cargas son más pequeñas que las ganancias de calor mientras las luces están encendidas, esto sucede, porque una gran porción de esta ganancia es radiación térmica.

El calor radiante es absorbido por las masas del piso, paredes y muebles en el cuarto, y luego transmitido por convección al aire del cuarto para convertirse en carga de enfriamiento por varias horas. Este proceso ocasiona un retraso entre el tiempo en que la ganancia de calor ocurre y el tiempo en que aparecen por completo sus efectos como carga de refrigeración. Este retraso depende de la naturaleza de la ganancia de calor y el tipo de construcción. Por ejemplo, construcciones pesadas tienden a absorber y mantener el calor por más tiempo que las construcciones ligeras.

Nótese también que las cargas de refrigeración continúan después de que las luces han sido apagadas y las ganancias de calor cesan. Nuevamente esto es debido a efectos de calor radiante y de almacenamiento de calor. Cuando son apagadas, una cantidad de calor radiante de las seis horas previas aún está almacenada en la masa del cuarto y continua siendo transmitida por convección al aire del cuarto en el tiempo.

Este ejemplo ilustra que el método de la función transferencia modela la generación y descarga transitoria de calor en el edificio. Esta, es una consideración importante cuando se trata de estimar en forma precisa las cargas.

La mayoría de los componentes de ganancia de calor, tanto internas como por transmisión comprenden una parte radiante y por eso resulta un comportamiento de carga transitoria. El método de la función transferencia considera los procesos de transferencia de calor transitorios usando coeficientes apropiados y los mismos pasos del procedimiento de cálculo.

Este método es importante porque puede ser usado para computar fácilmente cargas resultantes de cualquier secuencia horaria de ganancia de calor. Este aspecto permite flexibilidad en el proceso, porque si se hubiesen empleado ganancias de calor variable en vez de constante en el ejemplo previo, el perfil de carga resultante fuese diferente. Luego, a pesar de que el proceso de cálculos sería el mismo, la nueva ganancia de calor sería usada para determinar el nuevo perfil de carga de enfriamiento.

5.14.4.11 Ejemplo de la función transferencia para cargas de transmisión.

Mientras que todas las cargas son computadas con el mismo procedimiento de dos pasos, las cargas de transmisión por paredes y

techos implican consideraciones especiales para el cálculo de la ganancia de calor. Ello se debe, a que existe un retraso en entre el tiempo en que ocurre la ganancia de calor en la superficie exterior de la pared o el techo y el tiempo en que dicha ganancia alcanza la superficie interior de la pared o techo, de ahí que los cálculos de ésta deban considerar la transferencia de calor en estados transitorios a través de paredes y techos. En contraste, para el ejemplo de la iluminación solo se requería conocer cuándo las luces estaban encendidas y cuál era la potencia de los equipos de iluminación.

Como las funciones transferencia son útiles para representar procesos de transferencia de calor en estados transitorios, sus principios pueden ser usados para determinar la ganancia de calor a través de paredes y techos así como también la conversión de la ganancia en carga.

Tomando una pared exterior como ejemplo específico, el primer paso en el proceso es determinar la ganancia de calor en la superficie interior de la pared usando la "ecuación de la función transferencia para conducción" expresada de la siguiente forma:

$$q_0/A = b_0 t_{e0} + b_1 t_{e1} + b_2 t_{e2} + b_3 t_{e3} + b_4 t_{e4} + b_5 t_{e5} + b_6 t_{e6} - d_1 q_1 - d_2 q_2 - d_3 q_3 - d_4 q_4 - d_5 q_5 - d_6 q_6 - t_{re} \Sigma Cn$$

Esta ecuación es más complicada que la expuesta anteriormente, pero

sus componentes pueden ser fácilmente separados:

q ; Representa la ganancia de calor. El subíndice 0 se refiere a la ganancia de calor para la hora en curso, el subíndice 1 se refiere a la ganancia para la hora previa y el 2, a la ganancia de calor para dos horas previa y así sucesivamente.

t_e ; Representa la temperatura sólido-aire para la superficie exterior de la pared. Esta temperatura es una medida "efectiva" de la ganancia de calor en la superficie exterior de la pared. Esta, no es la temperatura real de la superficie, en vez de eso es una temperatura que produce una ganancia de calor exterior real cuando se usa en reemplazo del bulbo seco del ambiente, si el 100% de la ganancia fuese por convección en vez de una combinación de convección y la radiación. Los subíndices del 0 al 6 indican el mismo intervalo de tiempo definido para q .

b , d , y C_n ; Son coeficientes de la función transferencia para conducción. Los valores de estos coeficientes varían dependiendo del tipo de construcción de la pared o techo que está analizando. Por eso, ellos consideran las diferentes tasas de transferencia de calor y almacenamiento implicadas en los diferentes materiales para construcción.

tre; Es la temperatura de aire interior.

A; Es el área de la superficie de la pared exterior.

La figura 15 muestra las temperaturas sólido-aire y las ganancias de calor en la pared interior para un período de 24 horas. Como se mencionó previamente, la temperatura sólido-aire es una medida efectiva de la ganancia de calor en la superficie exterior debido tanto a la convección del aire exterior como a la radiación solar. Una pared orientada hacia el este tiene una curva de temperatura sólido-aire que muestra los efectos de grandes ganancias de calor en la mañana debido a la radiación solar y pequeñas ganancias de calor en la tarde debido a los reducidos rayos de sol, pero con temperaturas de aire exterior más caliente. La curva de ganancia de calor revela los procesos de transferencia de calor en estado transitorio implicados. Mientras que las temperaturas sólido-aire alcanzan su pico a las 8: A:M, las ganancias de calor en paredes interiores para este tipo de construcción media, no alcanza su pico sino hasta las 2: P:M.

Esto revela el tiempo que le toma el calor para ser conducido a través de este tipo específico de pared.

Una vez que la ganancia de calor para la pared interior ha sido calculada, el segundo paso del proceso es calcular las cargas

resultantes usando la ecuación de la función transferencia para un espacio. La Figura 16 muestra el patrón de cargas resultantes de este cálculo. Nótese que las cargas son más pequeñas que las ganancias de calor en horas donde ésta última es más larga. Ello se debe a que a medida que las ganancias de calor aumentan, una parte de calor está siendo almacenada en la masa del cuarto, de manera que hay un retraso antes de que se presenten sus efectos en la carga del cuarto. Durante las horas de la noche las cargas son mayores que las ganancias invirtiéndose el proceso.

Si se consideran las Figuras 15 y 16 en conjuntos, se puede ver que el método de la función transferencia opera en estado transitorio, primero al transferir calor a través de la pared y luego, convirtiendo la ganancia de calor en carga de zona.

Como se mencionó en el ejemplo de la iluminación, el método de la función transferencia puede ser usado para calcular cargas en cualquier secuencia de ganancia de calor encontrada.

Para una pared o techo, esto significa que para cualquier patrón de temperatura de ambiente y flujo solar, como también para cualquier tipo de construcción, se puede computar cargas en forma precisa. El método se hace flexible teniendo en cuenta que las condiciones climáticas varían significativamente con los meses del año.

5.14.5 Resumen de los cálculos de carga para los componentes de la

función transferencia.

En esta parte se explicará como son computadas las cargas para componentes de zona específicos usando procedimientos de la función transferencia en aplicaciones de diseños de sistemas de refrigeración. Como se mencionó anteriormente el método tiene 2 pasos:

- Las ganancias de calor de los componentes son computadas para una serie de horas.
- Las ganancias de calor son usadas en la ecuación de la función transferencia para un espacio, y así computar las cargas resultantes.

5.14.6.1 Carga de transmisión en paredes y techos.

Las cargas de transmisión en paredes y techos consideran el calor transferido a través de ellos, debido a la radiación solar que choca con sus superficies exteriores, así como de la diferencia de temperatura entre el aire interior y exterior.

La ganancia de calor en la superficie interior de la pared o techo es computada usando el siguiente procedimiento:

- Computar la temperatura sólido-aire definida en la sección 4.7.2.6 usando la temperatura de bulbo seco del aire exterior y la exposición

al flujo solar total en la pared o techo.

Para cálculos de diseños de enfriamiento, se usan perfiles de temperatura de diseños y perfiles de flujo solar para cielos despejados. La temperatura sólido-aire es computada usando la ecuación:

$$T_{sa} = T_{0a} + \alpha I_t/hr - E\Delta R/hr$$

Donde:

T_{sa} = temperatura sólido-aire, en °F o °C.

T_{0a} = temperatura de bulbo seco del aire exterior, en °F o °C.

α = Absorbitividad de radiación solar de la superficie exterior de paredes o techos, adimensional.

I_t = Flujo solar total en la superficie de las paredes o techos, BTU/hr-sqft o W/sqm.

h_0 = Coeficiente convectivo de transferencia de calor en la superficie exterior de paredes o techos. Se usa un valor de 3.0 BTU/hr-sqft°F ó 17 W/sqm°K.

E = Emitividad hemisférica de la superficie exterior, se usa el valor de 1.0.

ΔR = Diferencia entre la incidencia de las ondas largas de radiación en la superficie exterior y la radiación del cuerpo negro a T_{0q} en BTU/h - sqft ó W/sqm - para superficies verticales, $\Delta R = 0.0$ para superficies horizontales, $\Delta R = 20.0$.

- Obtener los coeficientes de la función transferencia para conducción según el tipo de construcción de la pared o techo que está siendo analizado. Basado en especificaciones de paredes y techos dadas por el usuario en el menú de materiales de construcción, los coeficientes apropiados de la función transferencia son derivados automáticamente del programa. Como resultado, el desempeño térmico específico para cada tipo diferente de construcción es analizado por el programa.

- Reemplazar los valores de la temperatura sólido-aire y los coeficientes de la función transferencia en la ecuación de la función para conducción, y poder calcular la ganancia de calor en paredes y techos.

Las ganancias de calor calculadas se usan en conjunto con los coeficientes apropiados en la ecuación de la función transferencia para espacios, y poder calcular así las cargas de transmisión en paredes o techos.

5.14.6.3 Cargas solares a través de ventanas.

Los cálculos de carga solar para ventanas consideran efectos de calor solar transmitido a través de la ventana dentro del edificio, y el calor, absorbido por los vidrios de la ventana y elementos interiores de sombra, el cual es transferido al interior del edificio.

La figura 17 muestra, como ejemplo, perfiles de ganancias de calor solar y carga para ilustrar la conversión en estados transitorios de ganancia de calor solar en carga.

- Paso 1. Las ganancias de calor solar para una ventana son determinadas usando los factores de ganancia de calor solar (TSHGFb, TSHGFd, ASHGFb, ASHGFd), los cuales fueron analizados en apartes anteriores. Si se están empleando elementos externos para sombras, la fracción de la ventana protegida de los rayos del sol deben ser calculadas. De acuerdo a los procedimientos actuales de la ASHRAE, las ganancias de calor solar absorbidas y transmitidas, y la ganancia total de calor solar para la ventana son computadas usando las ecuaciones:

$$TSHG = [TSHGFb (1-Fs) + TSHGFd] * (SC) * (A)$$

$$ASHG = [ASHGFb (1 - Fs) + ASHGFd] * (N_i) * (SC) * (A)$$

$$SHG = TSHG + ASHG$$

Donde:

A =Area de la ventana, en Sqft ó Sqm.

ASHG =Componente de ganancia de calor solar absorbida, BTU/h ó W.

ASHGb =Componente de emisión de ganancia de calor absorbida, BTU/h - sqft ó W/sqm.

ASHGd =Componente difusa de la ganancia de calor absorbido, BTU/h-

sqft ó W/sqm.

F_s =Fracción de área de ventana sombreada, decimal.

N_i =Fracción de radiación solar absorbida por el vidrio referenciado, la cual es conducida al interior del edificio. Un valor Standard de 0.267 es usado.

SC =Coeficiente general de sombra de ventana, adimensional.

SHG =Ganancia total de calor solar para ventana, BTU/h ó W.

TSHG =Componente de ganancia de calor solar transmitida, BTU/h ó W.

TSHGb =Componente de emisión de ganancia de calor solar transmitida, BTU/h ó W.

TSHGd =Componente difusa de la ganancia de calor solar transmitida BTU/h -sqft ó W/sqm.

Para los cálculos de diseños de enfriamiento se usan los datos de ganancia de calor solar para cielo despejado.

- Paso 2. Los valores de ganancias total de calor solar (SHG) son usados con los coeficientes apropiados en la ecuación de la función de transferencia para un espacio, y así poder determinar las cargas solares.

5.14.6.5 Carga de transmisión a través de ventanas.

Estos cálculos cuentan para la transmisión de calor a través de las ventanas debido a la diferencia entre la temperatura interior y exterior. Los cálculos consideran la resistencia total al flujo de

calor del vidrio de las ventanas, la estructura de la ventana y los elementos interiores de sombreado, si se usa alguno.

- Paso 1. La ganancia de calor transmitida por la ventana es computada usando la siguiente ecuación:

$$q = U * A * (T_{0a} - T_r)$$

Donde:

q =Ganancia de calor transmitida a través de la ventana, BTU/h ó W.

U =Valor U general para ventana, BTU/hr-sqft°F ó W/sqm-°K.

A =Area de ventana, Sqft ó Sqm.

Tr =Temperatura del aire del cuarto, °F ó °C.

T_{0a} =Temperatura del aire exterior, °F ó °C.

- Paso 2. La ganancia de calor es usada con los coeficientes apropiados en la ecuación de la función transferencia para un espacio, calculando de esta forma, las cargas de transmisión a través de ventanas.

La figura 18 muestra los perfiles de transmisión a través de ventanas y ganancia de calor para un ejemplo, la diferencia entre la ganancia de calor y la carga se debe a la componente radiante de la ganancia de calor, la cual es absorbida por la masa del edificio, y más tarde transmitida por convección al aire del cuarto para así convertirse en una carga.

5.14.6.7 Cargas solares y de transmisión a través de puertas.

Cuando se emplean puertas en una zona, se calculan por separado tres componentes de carga:

- La carga por el calor conducido a través de la porción opaca de la puerta.
- La carga por el calor conducido a través de los paneles de vidrio de la puerta.
- La carga por ganancia de calor solar a través de los paneles de vidrio de la puerta.

Las consideraciones para la determinación de las ganancias de calor y las cargas para las tres componentes se resumen a continuación.

Paso 1. La transmisión y la ganancia de calor solar para los diferentes componentes de carga de la puerta se calculan como sigue:

- Ganancia de calor transmitida por elementos opacos. Se asume que la puerta tiene una baja capacitancia térmica, por esto, la ganancia de calor conductiva por esta parte es computada usando una simple ecuación de la $U * A * \Delta T$.

- Ganancia de calor transmitida por los vidrios - la ganancia de calor conductiva por los vidrios de la puerta es computada usando la ecuación de la sección anterior para ventanas.

- Ganancia de calor solar a través de vidrios. La ganancia de calor solar a través de vidrios es computada usando los procedimientos de la sección 4.7.3.2 en ventanas.

Cuando el usuario ha especificado que los vidrios de la puerta no están sombreados, se usa una fracción de sombreado (F_s) de cero.

Cuando se ha especificado un vidrio sombreado, se usa $F_s = 1.0$.

Paso 2. Cada componente de ganancia de calor es usada luego con los coeficientes apropiados en la ecuación de la función transferencia para un espacio, calculando de esta forma las cargas por puertas. Se realiza un cálculo separado para cada componente de carga.

5.14.6.9 Cargas de transmisión por particiones.

Estos cálculos determinan cargas debido al calor transmitido a través de particiones o elementos de cielo raso en una zona. Se asume que estos elementos están adyacentes a regiones no acondicionadas o parcialmente acondicionadas. Las consideraciones para el cálculo de la ganancia de calor y la carga se resumen a continuación:

- Paso 1. Se asume que la partición o cielo raso tiene una baja capacitancia térmica, por esta razón, la ganancia de calor es computada empleando la siguiente ecuación:

$$q = U * A * (T_{adj} - Tr)$$

Donde:

q =Ganancia de calor en BTU/h ó W.

U =Valor U de la partición o cielo raso, en BTU/(hr-sqft-°F) o W/o
W/sqm-°K.

A =Area de la partición o cielo raso, en Sqft ó Sqm.

Tadj = Temperatura en el espacio adyacente, °F ó °C.

Tr =Temperatura del cuarto, °F ó °C.

En esta ecuación, la temperatura del espacio adyacente (Tadj) está determinada por las especificaciones de temperatura de espacio máxima y mínima dadas por el usuario y su correspondiente temperatura de aire exterior.

- Paso 2. Las ganancias de calor del paso 1 son usadas con los coeficientes apropiados en la ecuación de la función transferencia para un espacio, y de esta forma determinar la carga de transmisión por particiones o cielo raso.

5.14.6.11 Cargas de transmisión por pisos.

Estos cálculos determinan el calor transmitido a través de los pisos en una zona. El programa permite cuatro tipos de situaciones para ser evaluadas:

- El piso está por encima de una región acondicionada: se asume que la región adyacente está a la misma temperatura que la zona, por esta razón no hay transferencia de calor.

- El piso está por encima de una región no acondicionada: los procedimientos descritos en la subsección anterior se usan para calcular las cargas de transmisión por pisos.

- Plancha a nivel del suelo: El calor transmitido a través del piso y el suelo adyacente es computado.

- Piso por debajo del suelo: El calor transmitido a través del piso, paredes por debajo del suelo es analizado.

Este último caso generalmente es despreciable para diseño de refrigeración, porque la transferencia de calor hacia el piso es mínima.

5.14.6.13 Cargas por iluminación.

Las cargas por iluminación consideran los efectos de la ganancia de

calor por instalaciones de iluminación en el edificio. Las consideraciones para los cálculos de ganancia de calor y de carga se resumen a continuación:

Paso 1. La ganancia de calor por iluminación es determinada por las especificaciones dadas por el usuario sobre potencia de iluminación, multiplicador de balasto (si se usa) y la programación horaria de iluminación:

$$q = K P_1 (BM) Fs/100$$

Donde:

q =Ganancia de calor por iluminación, BTU/h o W.

K =Factor de conversión de unidades, 3.412 (BTU/h) W para unidades Inglesas o 1.0 para unidades en el sistema métrico.

P_1 =Potencia de la instalación de iluminación, Watts.

BM =Multiplicador de balasto, decimal.

Fs =Valor porcentual de la programación, porcentaje de los máximos watts de iluminación para una hora.

Paso 2. Las ganancias de calor son usadas entonces con los coeficientes apropiados en la ecuación de la función transferencia para un espacio y así determinar las cargas por iluminación.

Los coeficientes de la función transferencia para un espacio varían con el tipo de instalación especificada. En el programa, se ofrecen

tres opciones de instalación:

- Instalaciones empotradas con ventilación.
- Instalaciones empotradas sin ventilación.
- Instalaciones suspendidas.

Puesto que la naturaleza de la transferencia de calor de estas instalaciones difieren, las ganancias de calor son convertidas en cargas a diferentes tasas. Por ejemplo, una instalación empotrada con ventilación tiene aire de retorno y por eso tiene una mayor razón de transferencia de calor convectivo que una instalación no ventilada; aún más, las instalaciones suspendidas están expuestas al aire del espacio e irradia calor a todas las superficies del cuarto, incluyendo el cielo raso. La figura 19 provee de perfiles de carga para cada tipo de instalación, en un escenario en el cual ocurre una ganancia de calor de 5000 BTU/h para una duración de 10 horas.

5.14.6.15 Cargas debidas a equipos eléctricos.

Los cálculos de esta carga considera los efectos de la ganancia de calor por equipos eléctricos y aparatos como máquinas de escribir, máquinas copiadoras y computadores. Las consideraciones para los cálculos de ganancia y carga son las siguientes:

Paso 1. La ganancia de calor por equipos es determinada directamente por las especificaciones dadas por el usuario sobre la potencia del

equipo y el factor de programación horaria.

$$q = K * P_e * F_s / 100$$

Donde:

q =Ganancia de calor, BTU/Hr o W.

K =Factor de conversión de unidades, 3.412 (BTU/h)/W para unidades inglesas o 1.0 para unidades métricas.

P_e =Máxima potencia del equipo eléctrico, Watts.

F_s =Factor de programación horaria, porcentajes de máximo uso de potencia.

Paso 2. Carga resultante de la ganancia de calor de estos equipos debe ser calculada en componentes separadas por convección y radiación. Las fracciones convectivas y de radiación de la ganancia de calor por equipos varían con el tipo de máquina que está siendo evaluado. El programa asume que un 70% es convectivo y un 30% es de radiación. Los valores asumidos son apropiados para los tipos comunes de equipos de oficina.

El 70% de fracción convertida de la ganancia de calor se convierte inmediatamente en carga. El 30% restante o componente de radiación es calculado usando la ecuación de la función transferencia y los coeficientes apropiados. La Figura 20 muestra la ganancia de calor por equipos y los perfiles de carga total para un escenario en el cual ocurre una ganancia de calor de 5000 BTU/hr debida a equipos

para una duración de 10 horas. El perfil de carga sigue al de ganancia de calor muy de cerca porque mucha de la ganancia de calor es convectiva.

5.14.6.17 Carga debida a personas.

Estas cargas consideran la transferencia de calor sensible y latente de las personas que ocupan el edificio. La componente latente de la ganancia de calor involucra la transferencia de humedad al aire del cuarto y así convertida inmediatamente en carga. La componente sensible de la ganancia de calor involucra componentes separadas convectivas y de radiación siendo evaluada usando los procedimientos de la función de transferencia.

Paso 1. La ganancia de calor sensible para personas es calculada directamente con las especificaciones dadas por el usuario sobre ganancia de calor por persona, la ocupación máxima de espacio y factores de programación horaria.

$$q = (HG) (O) * F_s/100$$

Donde:

q =Ganancia de calor debido a personas, BTU/h o W.

HG =Ganancia de calor unitaria (BTU/h) persona o W/persona

O =Máximo número de ocupantes.

F_s =Factor de programación horaria, porcentaje de máxima ocupación.

Paso 2. La carga resultante de la ganancia de calor sensible debida a personas debe ser calculada en 2 componentes separadas de convección y radiación. Estudios demuestran que un 26% y 34% de la ganancia de calor sensible debida a personas es calor convectivo y el restante es irradiado.

Usando las recomendaciones de la ASHRAE, el programa asume un valor promedio de convección del 30%.

El 30% de fracción convectiva de la ganancia de calor se convierte en carga inmediatamente. La carga debida al 70% de componente de radiación es calculada usando la ecuación de la función de transferencia para un espacio y coeficientes apropiados.

La Figura 21 muestra los perfiles de ganancia de calor sensible debido a personas y carga total sensible para un escenario en el cual ocurre una ganancia de calor sensible de 700 BTU/hr para una duración de 10 horas. La gran separación entre los perfiles de ganancia de calor y carga en este espacio se debe al hecho que la mayoría de la ganancia de calor se obtiene por radiación siendo convertida a carga más lentamente que si fuera por convección.

5.14.6.19 Cargas misceláneas latentes y sensibles.

Las cargas misceláneas latentes y sensibles se usan para especificar

transferencias de calor provenientes de equipos no eléctricos en el edificio. Se asume que la ganancia de calor sensible proveniente de estos equipos es 100% convectiva y por eso convertida inmediatamente en carga. En consecuencia, los procedimientos de la función transferencia no son aplicados a esta componente de carga. En todos los casos la carga iguala la ganancia de calor horaria. Puesto que la ganancia de calor latente representa la transferencia de humedad hacia y desde el aire del cuarto, también se evalúa inmediatamente como una carga. Las cargas se computan en cada caso con las especificaciones dadas por el usuario sobre ganancia de calor miscelánea y factores de programación horaria.

5.14.6.21 Carga debido a infiltraciones.

Las infiltraciones son el resultado de escapes no controlados de aire dentro y fuera del edificio. Estas cargas se deben a la pérdida de aire del edificio y la introducción de aire del exterior dentro de los cuartos del edificio. Como resultado, el intercambio de aire afecta inmediatamente las cargas; luego no es necesario los procedimientos de la función transferencia para determinar la carga. El flujo de aire de infiltración es definido por el usuario en base a CFM (L/S) o en CFM/sqft (L/S/sqm).

En el caso posterior, el flujo de aire de infiltración es determinado multiplicando el valor de infiltración por el área del piso en el espacio. Adicionalmente, el usuario tiene la oportunidad de

especificar si la infiltración está considerada para todas las horas del día, o solamente durante las horas de ocupación del equipo para esas horas en la cual se considera la infiltración, el programa computa estas cargas como:

$$Q_s = P_a \times C_{pa} \times V_i \times K \times (T_{oa} - T_r)$$

$$Q_l = P_a \times h_{fg} \times V_i \times K \times (W_{oa} - W_r)$$

Donde:

C_{pa} = Capacidad calorífica del aire, 0.24 Btu/lbm - °F o 1004.8 j/(kg - °K)

h_{fg} =Calor de vaporización del agua, 1054.8 Btu/lbm o 2.4535x10⁶j/kg

K =Factor de conversión, 60 min/hr, para unidades inglesas, m³/(1000 L) para unidades métricas en el S.I.

P_a =Densidad del aire, ajustada por altitud, Lb/ft³ o kg/m³

Q_l =Carga latente por infiltración, Btu/h o W

Q_s =Carga sensible por infiltración, Btu/h o W

T_{oa} =Temperatura de aire exterior, °F o °C

T_r =Temperatura del cuarto, °F °C

V_i =Razón de flujo de aire de infiltración, CFM o L/seg. Para cálculos de diseño de refrigeración, las especificaciones de infiltración de "enfriamiento" son usados.

W_{oa} =Humedad específica del aire exterior, Lb/Lb o kg/kg

W_r =Humedad específica del cuarto, Lb/Lb o kg/kg

6 SOFTWARE PARA DISEÑO DE DUCTOS

El programa de diseño de ductos es uno de los software de la familia del E20-II. Es apropiado para diseñar sistemas de ductos pequeños y grandes. para diseñar sistemas de suministro, retorno y de escape, y para analizar sistemas de ductos existentes.

El programa de diseño de ductos consiste en tres componentes básicos: Los módulos de entrada de datos, diseño y generación de resultados.

- El módulo de entrada es usado para entrar información sobre el trazado del sistema, formas, materiales, conexiones y equipo utilizado en el sistema.

- El módulo de diseño es utilizado para determinar los tamaños de cada sección del sistema de ductos, computar pérdidas de presión, computar requerimientos de balanceo y determinar parámetros de dimensión del ventilador. También tiene la capacidad adicional para computar pérdidas de aire en el ducto, ganancia de calor, calibres y pesos.

- El módulo de generación de resultados es usado para obtener

impresiones de todos los datos suministrados y los resultados de los cálculos.

7.1 PROCEDIMIENTOS BASICOS

Con este programa, el diseño de ductos es un procedimiento de cuatro pasos. Cada paso implica:

7.2.1 Recolección de datos.

Se deben obtener los datos que describan el trazado, formas materiales, conexiones y equipo usado en el sistema de ductos. A medida que la información es recolectada, ésta deben ser tabulada en una copia del formato suministrado por el programa, ver Anexos 2 y 3.

7.2.3 Entrada de datos.

Una vez que los datos han sido recolectados, estos deben ser ingresados al programa antes de poder realizar cálculos.

7.2.5 Diseño del sistema.

Después de que los datos han sido introducidos al programa, un número de opciones de diseño están disponibles. Un diseño completo consiste en determinar los flujos de aire, tamaños, pérdidas de presión, escapes, y ganancia de calor para cada sección del sistema de ductos.

7.2.7 Obtención de resultados.

Después que los cálculos son completados, se pueden obtener impresiones de los resultados, para documentación, análisis y propósito de presentación. Los resultados de los cálculos también sirven como base para desarrollar los planes finales del sistema.

7.3 TERMINOS FUNDAMENTALES

La base para una aproximación sistemática, usada por este programa, es un juego de términos usados para describir los diferentes componentes de un sistema de ductos. Los diferentes componentes son ensamblados dentro de un sistema completo usando un juego de reglas claves. El conocimiento de estos términos y reglas es esencial para la operación exitosa del programa.

7.4.1 El sistema de ductos.

"El sistema de ductos" son las secciones de ductos conectadas, usadas para distribuir o extraer aire de una serie de espacios dentro de un edificio. Por ejemplo, un sistema de suministro de aire distribuye aire a los cuartos a través de ductos y difusores. Un sistema de retorno remueve aire de un cuarto a través de rejillas de retorno y ductos. Los cálculos de diseño son realizados para un "sistema de ductos".

7.4.3 La sección.

Una "sección" es aquella porción de un sistema de ductos entre dos puntos específicos llamados "nodos". Un "nodo" es un punto clave en el sistema, donde ocurre un cambio en la dirección de flujo, área, volumen, o forma.

La "sección" es la unidad fundamental con que se trata en un sistema de ductos. La mayoría de las características de un sistema de ductos son definidas en una base de sección por sección. La mayoría de los cálculos de diseño son realizados y reportados para cada sección.

Una "sección" es descrita por sus conexiones con otras secciones, su forma, material, longitud (distancia entre nodos, al comienzo y al final de la sección), tipo de junta y tipo de equipo.

7.4.5 Orientación de la sección.

Para definir y analizar un sistema de ducto, se necesita una forma consistente para describir la orientación de las secciones. En el programa, el método más común es el de usar los términos "comienzo" y "final".

El ventilador es designado como el "comienzo" del sistema. El sistema "termina" en uno o más puntos terminales, donde el ducto

llega a los espacios del edificio.

En consecuencia, la orientación de las secciones es descrita con respecto al ventilador. El "comienzo" de una sección de ductos es la porción más cercana al ventilador; el "final" es la porción más alejada del ventilador. Es importante notar que la terminología es usada para tanto sistemas de suministro, como de retorno.

En casos especiales, la orientación es descrita usando los términos "corriente arriba" y "corriente abajo". La porción "corriente arriba" de una sección es donde el flujo entra a la sección. La porción "corriente abajo" de una sección es donde el aire sale de la sección. A diferencia de "comienzo" y "final", las orientaciones "corriente arriba" y "corriente abajo" son una función del tipo de sistema y la dirección del flujo de aire. Esta terminología es usada cuando es más descriptiva y directa que los términos "comienzo" y "final".

7.4.7 Atributos de la sección.

Cada sección es definida usando un número de variables. Estas variables son requeridas para definir la sección y su relación con el sistema. A continuación se describe la información requerida para cada sección en el sistema.

7.4.8.1 Conexión de la sección. Cada sección está conectada a otras

secciones dentro del sistema. Cada sección está provista con un número de referencia. La conexión entre secciones se determina indicando la sección desde donde se origina la sección actual. Por ejemplo, la sección 10 "viene de" la sección 9.

7.4.8.3 Forma de la sección. Cada diseño de una aplicación particular tiene requerimientos específicos. Sistemas de baja presión son diseñados típicamente con ductos rectangulares; sistemas de alta presión emplean una combinación de ductos redondos y ovalados. Este programa puede usar redondos, rectangulares, u ovalados para cualquier sección.

7.4.8.5 Material de la sección. El tipo de material es importante para cálculos de pérdidas por fricción y estimación de material. Los materiales provistos están conformes a los estándares de construcción industrial.

Las propiedades de los materiales previstos dentro del programa pueden ser modificados para cualquier requerimiento o aplicación.

7.4.8.7 Longitud de la sección. La longitud es la distancia entre los nodos al comienzo y al final de la sección.

7.4.8.9 Accesorios de conexión de la sección. Los accesorios aparecen en la conexión de dos o más secciones. Puesto que cada sección está conectada a otras secciones, cada una tiene un accesorio

asociado. Para cada sección, el accesorio de conexión está colocado al comienzo de la misma.

Las conexiones entre secciones donde estén accesorios implican cambio en el área de flujo, dirección, forma o volumen.

Los tipos de accesorios de conexión disponibles se describen a continuación:

-Conexión a ventilador: La primera sección en cualquier sistema está conectada al ventilador. Nótese que la conexión al ventilador es la única conexión que no está entre dos secciones.

-Codos: Un codo es una conexión entre dos secciones de ducto, donde la dirección de flujo cambia al pasar el aire de una sección a otra. Las secciones pueden tener áreas de flujo diferentes.

-Transición: Una transición es una conexión entre dos secciones de ducto donde el área de flujo cambia al pasar el aire a través del accesorio de conexión de una sección a otra. La dirección de flujo no cambia en una transición.

-Tee (T): Una tee es una conexión entre tres secciones de ducto. Las tres secciones son llamadas común, principal y ramal. En sistemas de suministro, el aire fluye a través de la sección común hacia las secciones principal y ramal. En sistemas de retorno, el aire

fluye a través de las secciones principal y ramal hacia la sección común. Al pasar el aire entre la sección común y la principal, no hay cambio en la dirección de flujo. Al pasar el aire entre la sección común y el ramal, hay un cambio en la dirección de flujo. Las tres secciones pueden tener diferentes áreas de flujo.

-Ye simétrica (Y): Una Ye simétrica es una conexión entre tres secciones de ducto. En este caso hay una sección común y dos ramales. En sistemas de suministro, el aire fluye a través de una sección, hacia los ramales. En sistemas de retorno, el aire fluye a través de los ramales hacia la sección común. Al pasar el aire entre la sección común y los ramales ocurre un cambio en la dirección de flujo de aire. El cambio de dirección en el flujo de aire es idéntico para cada ramal. Las tres secciones pueden tener diferentes áreas de flujo.

-Doble Ye o cruz (+): La doble Ye es una conexión entre una sección común, un principal y dos ramales. En sistemas de suministro, el aire fluye a través de la sección común, hacia el principal y los ramales. En sistemas de retorno, el aire fluye a través de la sección principal y los ramales hacia la sección común. Al pasar el aire entre la sección común y la principal, no hay cambio en la dirección de flujo. Al pasar el aire entre la sección común y los ramales, ocurre un cambio en la dirección de flujo. Las cuatro secciones pueden tener áreas de flujo diferentes.

El "accesorio" es considerado parte de la sección y sirve para unir la sección con otras secciones. Puesto que pérdidas de presión resultan de cambios en el área de flujo o dirección de flujo, los accesorios son un elemento clave para el cálculo de las pérdidas de presión.

7.4.8.11 Equipo de la sección. El término "equipo" se refiere al aparato usado para distribuir aire a un cuarto, desde un cuarto, o de una sección a otra. El "equipo" puede referirse a algo tan simple como rejillas de suministro o de retorno, o a algo tan complicado como una caja de mezcla con ventilador.

El "equipo" es significativo por muchas razones. Primero, es el único lugar en el sistema donde las ratas de flujo de aire están definidas. De ahí que sirva como un punto de anclaje para los cálculos de ratas de flujo de aire requeridas en otra parte del sistema de ductos. Segundo, puesto que el flujo de aire a través del equipo encuentra cambios en el área de flujo, cambios en la dirección de flujo, o encuentra obstáculos tales como pantallas, dampers, o aspas, ocurren pérdidas de presión. Por esta razón, el "equipo" es otro componente clave en los cálculos de pérdida de presión.

Los "equipos" están colocados al final de las secciones. Cada sección tiene un tipo de equipo (el cual puede ser cero).

En el programa, una variedad de términos adicionales son usados para

identificar los diferentes tipos de equipos.

La designación de "ningún" equipo se emplea cuando no hay equipo conectado al final de la sección. El tipo de equipo "ninguno" es equivalente a una entrada cero de datos.

Un equipo de "final cerrado" se utiliza para tapar el final de una sección de ducto que termina sin una salida o entrada.

Un "equipo genérico" se refiere a difusores de suministro o rejillas de retorno. Aquí solo se especifican atributos de tasas de flujo de aire y pérdidas de presión.

El "equipo del usuario" se refiere a un modelo específico o una unidad de flujo de aire, dimensiones físicas y comportamiento detallado de pérdidas a presión. A menudo, el usuario desea evaluar el desempeño de una unidad específica en los cálculos de diseño de ductos.

7.5 APLICACION DE LOS PRINCIPIOS

Como se mencionó en los procedimientos básicos, el primer paso en el diseño de un sistema usando este programa es el de recolectar los datos asociados con el sistema de ductos. Estos datos son obtenidos de un juego de planos de planta que describan el trazado del edificio.

Primero, se desarrolla un diagrama sencillo del trazado del sistema de ductos. El trazado representa la trayectoria del sistema de ductos que se desea. Un diagrama de ejemplo para un sistema de suministro sencillo se muestra en la Figura 22.

Luego, se definen todos los nodos del sistema. En el diagrama de ejemplo en la Figura 23, se definen nodos a la salida del ventilador, en todos los puntos donde cambian las propiedades del flujo, y al final de las secciones no conectadas.

Finalmente, las secciones son identificadas entre cada juego de nodos adyacentes.

A las secciones se les otorgan números de referencia, de manera que se pueda referir a ellas fácilmente dentro del programa. En el diagrama de ejemplo de la Figura 23 hay seis secciones. Debe recalarse que solo hay una regla al numerar las secciones: La sección número 1 debe estar conectada al ventilador.

Después de la sección 1, la numeración puede ser hecha de la forma que se desee usando una combinación de números secuenciales o no secuenciales. En el ejemplo se usó 1,2, 3, 4, 5, 6, pero pudo ser también 1,5,10, 15, 20, y 25.

Una vez que el sistema ha sido dividido en secciones, los atributos

para cada sección pueden ser definidos. Estos atributos incluyen la conexión de la sección, forma, material, longitud, y el tipo de accesorios de conexión y equipo.

Todos estos datos son introducidos al programa, para luego realizar los diferentes cálculos y así obtener los resultados necesarios.

7.7 CALCULOS FUNDAMENTALES

Los cálculos de diseños de ductos implican el análisis de flujo de aire, tamaño de ductos y pérdidas de presión en los mismos. Los tres análisis utilizan un número común de cálculos que tratan con flujo de aire, velocidad, propiedades del aire, presión, pérdidas de presión por fricción, y pérdidas de presión dinámica. Cada uno de estos cálculos fundamentales y conceptos relacionados se describen a continuación:

7.8.1 Ratas de flujos de aire.

El término "rata de flujo de aire" se refiere a la rata de flujo volumétrico en un ducto, medida en CFM o L/S. Es una de las cantidades claves usadas en los cálculos de ductos. En el programa se analiza el aire real.

Las propiedades físicas del aire son ajustadas de acuerdo a la altitud, temperatura y condiciones de humedad especificadas por el

usuario.

Para computar las ratas de flujo de aire para todas las secciones en un sistema de ducto dado, el programa comienza con las ratas de flujo de aire conocidas en los equipos terminales y trabaja de regreso, sección por sección hasta el ventilador. Los equipos terminales consisten en equipos genéricos.

En los nodos, las ratas de flujo de aire para cada sección conectada al nodo son sumadas. El ejemplo mostrado en la Figura 24 ilustra este proceso.

En algunos casos tales como el diseño de sistemas de volumen variable, la suma de ratas de flujo de aire en los nodos no es deseable. En consecuencia, se necesitan factores de diversidad para modificar las ratas de flujo de aire. El programa permite definir factores de diversidad en una base de sección por sección. Cuando se emplean, las ratas de flujo de aire de la sección se modifica como sigue:

$$Q_d = Q_o (100 - F_d)/100$$

Donde:

Q_d =Flujo de aire de las secciones, modificado por diversidad, CFM o L/S

Q_o =Rata de flujo de aire de la sección sin diversidad, CFM o L/S

F_d =Factor de diversidad, porcentaje

Para ilustrar el procedimiento, se puede considerar el ejemplo en la Figura 24. Si se usara un factor de diversidad de 10% para las secciones 1, 2, y 3, las ratas de flujo de aire en estas secciones serían, 900, 360, y 540 respectivamente.

7.8.3 Area de flujo de aire.

El término "área de flujo de aire" se refiere al área de la sección transversal de una sección de ducto a través de la cual fluye aire. El área de flujo de aire es requerida cuando se determina la velocidad de flujo de aire. El área de flujo de aire es una función de las dimensiones interiores del material del que está construida la sección y el espesor de cualquier material de aislamiento. Por esto, el área de flujo de aire de una sección es computada como:

Para ductos redondos:

$$A = \pi ((d - 2 L_t)/2)^2/F_c$$

Para ductos rectangulares:

$$A = (h - 2 L_t)(W - 2 L_t)/F_c$$

Para ductos ovalados:

$$A = (\pi (b - 2 L_t)^2/4 + (b - 2 L_t)((a - 2 L_t) - (b - 2 L_t)))/F_c$$

Donde:

A = Area de flujo de aire, sqft o sqm

d = Diámetro interior del material del ducto, in o mm

H = Altura interior del material del ducto, in o mm

W = Ancho interior del material del ducto, in o mm

a = Máxima dimensión interior, in o mm

b = Mínima dimensión interior, in o mm

L_c = Espesor del aislamiento de la sección, in o mm

F_c = Factor de conversión de unidades

= 144 in²/ft² para unidades inglesas

= 10⁶ mm²/m² para unidades métricas

7.8.5 Velocidad del aire.

El término "velocidad" se refiere a la velocidad con que el aire se mueve a través de una sección de ducto. Debido a la fricción con las paredes del ducto y debido a la viscosidad del aire, las moléculas comprimidas en la corriente de aire se mueven a diferentes velocidades.

El aire cercano a la pared del ducto se mueve más despacio que el aire cercano al centro del ducto. Para todos los cálculos de diseño de ductos, la velocidad promedio del aire a través de la sección transversal del ducto es utilizada. De ahí que la velocidad promedio del aire sea computada como:

$$B = (F_c \times Q) / A$$

Donde:

B =Velocidad promedio del aire, ft/min o m/s

Q =Rata de flujo de aire, CFM o L/S

A =Area de la sección transversal de la región de flujo de aire del
ducto, sqft o sqm

F_c =Factor de conversión de unidades

=1.0 para unidades inglesas

=0.1 m³/L para unidades métricas

7.8.7 Propiedades del aire.

Muchos de los cálculos de diseño de ductos que tratan con presión y pérdidas de presión dependen de las propiedades físicas del aire, densidad específica y viscosidad. Tradicionalmente los cálculos de diseño de ductos son realizados usando las propiedades del aire seco al nivel del mar, con una temperatura promedio de 70°F o 21.1°C. Cuando las condiciones del sitio difieren significativamente de las condiciones de referencia, los cambios resultantes en las propiedades del aire deben ser tenidos en cuenta. La densidad es una función de la altitud, temperatura y humedad. La viscosidad es una función de la temperatura únicamente.

La ecuación básica para la densidad del aire es:

$$\rho_a = \rho_0 \cdot F_t \cdot F_e \cdot F_n$$

Donde:

ρ_a =Densidad del aire a las condiciones del sitio, lb/ft³ o kg/m³

ρ_0 =Densidad del aire a las condiciones de referencia, 0.075 lb/ft³ o
1.201 kg/m³

F_t =Factor de corrección de temperatura, adimensional

F_e =Factor de corrección de altitud, adimensional

F_n =Factor de corrección de humedad, adimensional

De la ley de los gases ideales, la densidad es inversamente

proporcional a la temperatura. Por esto, el factor de corrección de temperatura es:

$$F_t = (T_r + F_c) / (T_a + F_c)$$

Donde:

T_r =Temperatura promedio del aire en el ducto, para las condiciones de referencia, 70°F o 21.1°C

T_a =Temperatura promedio real del aire, °F o °C

F_c =Factor de conversión de temperatura

=460 para unidades inglesas (de °F a °R)

=273 para unidades métricas (de °C a °K)

También como resultado de la ley de los gases ideales, la densidad es directamente proporcional a la presión ambiental. Puesto que la presión atmosférica es una función de la altitud, la densidad es dependiente de la elevación del sitio.

$$F_e = P_b / P_{bo}$$

Donde:

P_b =Presión atmosférica a la elevación del sitio, psia o kPa de presión absoluta

= $P_{bo} \times (1 - 6.87535 \times 10^{-6} \times E)^{5.2561}$ para unidades inglesas

= $P_{bo} \times (1 - 2.25569 \times 10^{-5} \times E)^{5.2561}$ para unidades métricas

P_{bo} =Presión atmosférica a las condiciones de referencia (nivel del mar), 14.696 psia o 101.3 kPa de presión absoluta

E =Elevación del sitio, ft o m

Finalmente, usando la ley de los gases ideales y relaciones básicas de la psicrometría, la densidad es una función de la humedad, la cual en cambio es dependiente de la presión parcial del vapor de agua en el aire.

$$F_h = (1 - 0.378 P_s/P_b)$$

Donde:

P_s =Presión parcial del vapor de agua en la mezcla aire/agua, psia o kPa de presión absoluta. Esta cantidad también es conocida como la presión de saturación del agua a la temperatura de punto de rocío de la mezcla.

Para unidades inglesas, la presión de saturación del vapor de agua es:

$$P_s = (R_h) (4.933 \times 10^8 \text{ Exp } (- 11040/(T_a + 460))) \text{ para } T_a < 32^\circ\text{F}$$

$$P_s = (R_h) (2.4074 \times 10^7 \text{ Exp } (- 9548/(T_a + 460))) \text{ para } T_a > 32^\circ\text{F}$$

Donde:

R_h =Humedad relativa promedio para el aire en el sistema de ductos, en forma decimal

T_a =Temperatura promedio del aire en el ducto, °F

La presión de saturación P_s en unidades métricas se computa como:

$$P_s = (R_h) (1.2283 \times 10^8 \text{ Exp } (- 6133.3/(T_a + 273))) \text{ para } T_a < 0^\circ\text{C}$$

$$P_s = (R_h) (5.9944 \times 10^6 \text{ Exp } (- 5304.4/(T_a + 273))) \text{ para } T_a > 0^\circ\text{C}$$

Donde:

T_a =Temperatura promedio del aire en el ducto, °C

La ecuación básica para la viscosidad del aire en unidades inglesas es:

$$\mu_a = \mu_s [(T_{ar} + 460) / (T_a + 460)]^{-0.75}$$

Donde:

μ_a =Viscosidad absoluta real, lbm/(ft h)

μ_s =Viscosidad absoluta para las condiciones de referencia, 0.04435 lbm/(ft h)

T_{ar} =Temperatura de referencia, 70°F

T_a = Temperatura real, °F

Usando los parámetros de referencia, 70°F, 0.04435 lbm/(ft h):

$$\mu_a = 0.04435 [530 / (T_a + 460)]^{-0.75}$$

La ecuación básica para la viscosidad del aire en unidades métricas es:

$$\mu_a = \mu_s [(T_{ar} + 273) / (T_a + 273)]^{-0.75}$$

Donde:

μ_a =Viscosidad absoluta real, mPa-s

μ_s =Viscosidad absoluta para las condiciones de referencia, 0.01831
mPa-s

T_{ar} =Temperatura de referencia, 21.1°C

T_a = Temperatura real, 0°C

Usando los parámetros de referencia, 21.1°C, 0.01831 mPa-s:

$$\mu_a = 0.01831 (294.1 / T_a + 273)^{-0.75}$$

7.8.9 Presión.

La presión es la fuerza por unidad de área que un fluido ejerce sobre sus alrededores. En el cálculo de diseño de ductos, las presiones de aire en el ducto son medidas con respecto a la presión atmosférica. Esta medición relativa se conoce como presión de "calibre". En unidades inglesas, la presión de calibre se indica tradicionalmente en pulgadas de agua (inwg), la altura de la columna de agua en un manómetro, desplazada por la presión del aire. En el SI de unidades métricas, la presión de calibre se indica en kPa.

Tres tipos de cantidades de presión son tratadas en los cálculos de diseño de ductos y son, la presión estática, la de velocidad y la total.

La presión estática es la fuerza uniforme por unidad de área ejercida en todas las direcciones por un cuerpo de aire estacionario.

La presión de velocidad es la presión debida al momento de un cuerpo de aire en movimiento. Se computa como:

$$P_v = (F_c * \rho_a * V^2) / (2 g_c)$$

Donde:

P_v = Presión de velocidad, inwg o kPa

ρ_a = Densidad del aire, lbm/ft³ o kg/m³

g_c = Factor de conversión de masa

= 32.2 lbm-ft/lbf-s² para unidades inglesas

= 9.81 kg-m/N-s² para unidades métricas

F_c = Factor de conversión de unidades

= (min²/3600 s²) (ft³ agua/62.3 lbf) (12 in/ft)

= 5.3505 x10⁻⁵ para unidades inglesas

= 0.001 kPa/P_a para unidades métricas

Usando la densidad del aire seco al nivel del mar y 70°F (21.1°C), la ecuación se reduce a:

$P_v = (V/4006)^2$ para unidades inglesas

$P_v = (V/127.8)^2$ para unidades métricas

La presión total es la suma de la presión de velocidad y la presión estática en un punto dado en el sistema de ducto:

$$P_t = P_s + P_v$$

Donde:

P_t = Presión total, inwg o kPa

P_s = Presión estática, inwg o kPa

P_v = Presión de velocidad, inwg o kPa

7.8.11 Pérdidas de presión por fricción.

La presión total de una corriente de aire que fluye a través de un sistema de ductos decrece entre los puntos de entrada y salida debido a la transformación irreversible de la energía mecánica en calor. Los dos tipos de pérdidas considerados en sistemas de ductos son las pérdidas de presión por fricción y las pérdidas de presión dinámica.

Las pérdidas por fricción son debidas a la viscosidad del aire, la cual conduce a la fricción entre las moléculas de aire en la corriente de aire y debida a la fricción entre las moléculas y las paredes del ducto. Para aire seco al nivel del mar y 70°F (21.1°C) en ductos redondos de acero galvanizado, las pérdidas por fricción son determinadas usando la carta de fricción desarrollada por WRIGHT (1945). Esta carta es un estándar industrial y es publicada en muchos manuales y textos. En este programa, la carta de fricción es reemplazada con una representación matemática más estricta derivada como sigue:

De la ecuación de Darcy:

$$P_{fr} = f(12 L/D_h)P_v$$

Donde:

P_{fr} = Pérdidas por fricción en términos de presión total, inwg

f = Factor de fricción, adimensional

L = Longitud del ducto, ft

D_h = Diámetro hidráulico, in

P_v = Presión de velocidad, inwg

Del 1989 ASHRAE Handbook of Fundamentals usando la simplificación de ALTSHUL (1963) de la ecuación de Colebrook (1938-39), con las modificaciones de Tsal (1989):

$$f^1 = 0.11 (12 e/D_h + 68/R_e)^{0.25}$$

si $f^1 \geq 0.0018$: $f = f^1$

si $f^1 < 0.0018$: $f = 0.85 f^1 + 0.0028$

Donde:

e = Factor de rugosidad absoluta del material, ft

R_e = Número de reynolds

El número de reynolds puede ser calculado usando:

$$R_e = 5 \rho_a D_h V/\mu_a$$

Donde:

ρ_a = Densidad del aire, lbm/ft³

D_h = Diámetro hidráulico, in

V = Velocidad, ft/min

μ_a = Viscosidad absoluta, lbm/(fth)

El diámetro hidráulico para ductos rectangulares es:

$$D_h = 1.30 (ab)^{0.625} / (a + b)^{0.250}$$

Donde:

D_h = Diámetro hidráulico, in

a = Longitud de uno de los lados del ducto, in

b = Longitud del lado adyacente del ducto, in

Diámetro hidráulico para ducto ovalado:

$$D_h = 1.55 A^{0.625} / p^{0.250}$$

Donde:

D_h = Diámetro hidráulico, in

A = $\pi b^2 / 4 + b (a - b)$, in² (área)

p = $\pi b + 2 (a - b)$, in (perímetro)

a = Mayor dimensión del ducto ovalado, in

b = Menor dimensión del ducto ovalado, in

7.8.13 Pérdidas de presión dinámica.

La pérdida dinámica resulta de las perturbaciones de flujo causadas cuando el flujo de aire cambia de dirección o el área de flujo de

aire se expande o se contrae.

Las pérdidas dinámicas se consideran que ocurren en el nodo de comienzo o el nodo final de una sección.

- Pérdida por accesorios: Los cambios en la dirección de flujo o en el área de flujo en estos accesorios de conexión conducen a pérdidas dinámicas.

Las pérdidas de presión dinámica se computan como:

$$P_f = C_o P_v$$

Donde:

P_f = Pérdidas de presión dinámica en la conexión, inwg o kPa

C_o = Coeficiente de pérdida del accesorio, adimensional

P_v = Presión de velocidad, inwg o kPa

Los coeficientes de pérdidas de los accesorios dependen del flujo y las condiciones geométricas en la conexión. Estos se obtienen de las tablas del 1989 ASHRAE Handbook of Fundamentals, páginas 32.27 a 32.52.

En la mayoría de los casos es necesario interpolar los datos de la tabla para obtener C_o para cada situación específica. En el Anexo 4 se puede apreciar diferentes tipos de accesorios de conexión y sus

respectivas tablas con valor de C_o .

7.9 CALCULOS DE DIMENSIONAMIENTO

El proceso de dimensionamiento de ductos puede implicar una variedad de consideraciones tales como límites físicos de tamaño, control de ruido, y balanceo de presión.

No existe una forma exclusiva para dimensionar los ductos, en vez de esto existen diferentes procedimientos, los cuales satisfacen distintos criterios. Este programa ofrece la opción de usar los métodos de igual fricción o el de recuperación estática, dos procedimientos comúnmente usados.

El programa además intenta determinar el mejor tamaño de ducto cuando existen múltiples soluciones para una sección.

7.10.1 Procedimiento general de dimensionamiento.

El dimensionamiento de ductos es realizado en una base de sección por sección. El análisis comienza con la sección adyacente al ventilador hacia adelante hasta los difusores de suministro o las rejillas de retorno. Para cada sección, los cálculos de las dimensiones envuelven cuatro pasos:

-Determinación del método de dimensionamiento para la sección actual.

-Determinación de los límites en las dimensiones de la sección. Los tamaños válidos deben satisfacer los límites fijados por el usuario para la sección y los límites impuestos a la sección por sus conexiones con otras secciones y equipos.

-Cómputo de la rata de fricción o la recuperación estática para cada tamaño de ducto que satisfaga los límites de tamaño y determinación de la desviación con respecto a la rata de fricción o la recuperación estática especificada por el usuario.

-Selección del tamaño que tenga la menor desviación con respecto a la rata de fricción o la recuperación estática especificada por el usuario.

7.10.3 Determinación del método de dimensionamiento.

El método de dimensionamiento para cada sección es determinado por la designación de "principal" o "salidas" para cada sección.

Las secciones definidas como "principales" usan el método de dimensionamiento especificado para principales. De forma similar, las secciones "salidas" usan el método de dimensionamiento especificado para salidas.

7.10.5 Determinación de las limitaciones de dimensión de la sección.

Las limitaciones de dimensión para cada sección son determinadas por las designaciones "principal" o "salida" para cada sección.

Las limitaciones de dimensión son utilizadas para forzar a las rutinas de dimensionamiento a producir tamaños que sean prácticos desde el punto de vista ingenieril y de manufactura. En forma adicional a los límites impuestos por el usuario, los límites también son impuestos por las conexiones con las secciones previas y los equipos.

Para ductos rectangulares y ovalados:

La máxima altura de la sección actual depende de cuatro límites diferentes:

-La máxima altura permitida para el sistema completo ajustada por espesor de aislamiento. Definida por el usuario.

-La máxima altura permitida para la sección ajustada por espesor de aislamiento. Definida por el usuario.

-Si la sección previa es rectangular u ovalada, entonces la altura de la sección actual está limitada como sigue:

Primero, por el ancho de la sección previa, si la sección actual se deriva del fondo o de arriba de la sección previa.

Segundo, por la altura de la sección previa, si la sección actual se deriva del costado de la sección previa.

Tercero, por la altura de la sección previa, si la sección actual no es una derivación.

-Si la sección previa es redonda, entonces la altura de la sección actual está limitada por el diámetro de la sección previa.

La máxima altura para la sección actual es el valor más bajo de los cuatro límites, redondeado por debajo hasta el incremento más cercano de dimensión rectangular especificado. Si la sección actual es la primera sección en el sistema, entonces los dos últimos límites son ignorados.

La mínima altura para la sección actual depende de un límite simple:

-La altura mínima permitida para el sistema completo, ajustada por espesor de cubierta. Definida por el usuario.

El máximo ancho de la sección actual depende de 5 límites diferentes:

-El máximo ancho permitido para el sistema completo, ajustado por espesor de aislamiento. Definido por el usuario.

-El máximo ancho permitido para la sección actual ajustado por espesor de aislamiento. Definido por el usuario.

-Si la sección previa es rectangular u ovalada entonces el ancho de la sección actual está limitado por el ancho de la sección previa.

-Pueden existir, como solución, diferentes alturas de prueba para cada sección. Para cada altura de prueba, el máximo ancho permitido es computado usando la máxima proporción de aspecto y altura de prueba.

-Pueden existir, como solución, diferentes alturas de prueba para cada sección. Para cada altura de prueba, el máximo ancho permitido es computado usando la velocidad mínima y la altura de prueba.

El máximo ancho para la sección actual es el valor más bajo de los cinco límites, redondeado por debajo hasta el incremento de dimensión rectangular especificado más cercano. Si la sección actual es la primera sección en el sistema, entonces el tercer límite es ignorado.

El mínimo ancho para la sección actual depende de tres limitantes:

-El mínimo ancho permitido para el sistema completo, ajustado por espesor de cubierta. Definido por el usuario.

-Pueden existir, como solución, diferentes alturas de prueba para cada sección. Para cada altura de prueba, el mínimo ancho permitido es computado usando la mínima proporción de aspecto y la altura de prueba.

-Pueden existir, como solución, diferentes alturas de prueba para cada sección. Para cada altura de prueba, el mínimo ancho permitido es computado usando la velocidad máxima y la altura de prueba.

El mínimo ancho para la sección actual es el valor más grande de los tres límites, redondeado por arriba hasta el incremento de dimensión rectangular especificado más cercano.

7.10.7 Cálculos del método de igual fricción.

Para el dimensionamiento por igual fricción, el siguiente paso en el proceso de dimensionamiento es el de determinar la desviación de las soluciones de prueba con respecto a la solución objetivo. Las soluciones de pruebas son las combinaciones de dimensiones que no violan los límites de tamaño. La solución objetivo es la rata de fricción suministrada por el usuario para la ecuación de igual fricción.

El objetivo del método de dimensionamiento por igual fricción es mantener la misma pérdida de presión por fricción por unidad de

longitud de ducto (inwg o P_a/m) a través del sistema completo. El método es apropiado tanto para sistemas de suministro, como de retorno. El proceso de igual fricción reduce automáticamente la velocidad del aire al avanzar el ducto desde el ventilador hasta los difusores de suministro o las rejillas de retorno. Esto reduce la posibilidad de generación de ruido a las salidas y a las entradas.

En el método de dimensionamiento por igual fricción, la rata de fricción para cada solución es computada y comparada con el valor de rata de fricción objetivo suministrado por el usuario. La desviación entre la rata de fricción computada para la solución de prueba y la rata de fricción objetivo suministrada por el usuario se computa como:

$$E_{fr} = |P_{fr} - P_t|$$

Donde:

E_{fr} =Desviación con respecto a la pérdida de fricción objetivo,
inwg/100 ft o P_a/m

P_{fr} =Pérdida por fricción por unidad de longitud de ducto para la
solución de prueba, inwg/100 ft o P_a/m

P_t =Valor objetivo por pérdida de fricción definido por el usuario
inwg/100 ft o P_a/m

7.10.9 Selección óptima de las dimensiones.

La última tarea en los cálculos de dimensiones es la de escoger una solución de prueba de todas las soluciones de pruebas examinadas.

Para ductos redondos y ovalados, esto es solo cuestión de determinar la dimensión que produzca la menor desviación con respecto a los criterios de dimensionamiento especificados por el usuario. Para dimensiones rectangulares, el programa selecciona los tamaños apropiados usando los datos suministrados para optimización rectangular. Las desviaciones para secciones rectangulares son sopesadas para reflejar la optimización rectangular deseada. Por ejemplo, si el usuario selecciona una optimización para ductos anchos, las soluciones que tengan el ancho más grande que la altura serán seleccionadas.

Finalmente, se escoge la mejor solución de prueba entre todas las soluciones posibles. La solución final es la solución cuya desviación con respecto a la solución objetivo sea la más baja. Esta solución se acerca a los criterios de dimensiones especificados por el usuario.

Si ninguna solución satisface los límites de dimensión máximos y mínimos, se seleccionará una solución que coincida con los límites de dimensión máxima. Esta solución producirá un tamaño de ducto que satisface todas las limitaciones basadas en restricciones de máxima dimensión.

8 CALCULO DE LA CARGA TERMICA

9.1 DATOS CLIMATICOS

De acuerdo con lo expuesto en el capítulo 4, este cálculo se inicia con la introducción de los parámetros climáticos de diseño para la ciudad de Cartagena; esta información fué suministrada por el Instituto Colombiano de Hidrología, Meteorología y Adecuación de tierras, la cual se muestra en el formato de impresión titulado DESIGN PARAMETER (Parámetros de Diseño).

Con estos datos el programa calcula las máximas ganancias de calor solar, en el día más caliente de cada uno de los meses del año, para todas las orientaciones existentes. Seguidamente se computan los perfiles de temperatura de diseño de enfriamiento para cada mes, tomando como abcisas las horas del día y como ordenadas las temperaturas de bulbo seco y bulbo húmedo.

Esta información se presenta en los siguientes formatos de impresión:

- Design Day Maximum Solar Heat Gains
- Cooling Design Temperature profiles

- Design Temperature profiles (January - December)

En las gráficas se observa que las condiciones críticas de diseño (máximas temperaturas de bulbo seco y bulbo húmedo) se presentan en los meses de julio y agosto a las tres de la tarde hora local.

El programa tiene la capacidad de seleccionar el mes sobre el cual se centrará el diseño, tomando en este caso al mes de agosto.

9.3 DEFINICION DE ESPACIOS Y ZONAS DEL EDIFICIO

El bloque C es un edificio de cuatro pisos, destinados cada uno a actividades diversas como:

- El primer piso, oficinas administrativas y biblioteca.
- El segundo y tercer piso, aulas de estudio.
- El cuarto piso, salas de cómputo.

Cada sitio a condicionar tendrá un control independiente de temperatura o termostato, luego cada zona estará conformada por un solo espacio, identificados así:

Zona 1: Rectoría

Zona 2: Oficina 1

Zona 3: Oficina 2

Zona 4: Oficina 3

Zona 5: Secretarías

Zona 6: Biblioteca

Zona 7: Aula 1 - segundo piso

Zona 8: Aula 2 - Piso 2

Zona 9: Aula 3 - Piso 2

Zona 10: Aula 1 - Piso 3

Zona 11: Aula 2 - Piso 3

Zona 12: Aula 3 - Piso 3

Zona 13: Aula 4 - Piso 3

Zona 14: Oficina Audiovisuales

Zona 15: Audiovisuales

Zona 16: Sala de cómputo; - Primer espacio: sala de cómputo I

- Segundo espacio: sala de cómputo 2

Cada zona como lo expresamos más adelante presenta características particulares que son factores determinantes en la estimación de su carga.

9.5 MATERIALES DE CONSTRUCCION Y COEFICIENTES DE TRANSMISION

En la construcción y adecuación interior del edificio los materiales empleados son los mismos para cada zona. Los coeficientes de transmisión de cada uno ellos fueron obtenidos, una parte del system design manual - Part I (load Estimating) y la restante mediante fórmulas usadas en los análisis de transferencia de calor. Los valores de estos coeficientes de transmisión "U" para materiales de

construcción de puertas, ventanas, techos, pisos, paredes y particiones se listan en las presentes tablas.

TABLA 11. Materiales y coeficientes "U" para paredes, ventanas y puertas del edificio.

| TIPO DE MATERIAL | COEFICIENTE DE TRANSMISION U (BTU/hr-ft²°F) | METODO DE ESTIMACION |
|---|---|--------------------------------|
| - Bloque de concreto hueco tipo ligero de espesor 4 pulg. sin acabado en ambos lados. | 0.35 | Valor tomado del Anexo 5. |
| - Bloque de concreto tipo ligero de espesor 4 pulg. con un lado acabado en yeso (3/8" espesor). | 0.35 | Tomado del Anexo 5. |
| - Bloque de concreto tipo ligero de espesor 4 pulg. con un lado acabado en yeso (3/8" espesor). | 0.171 | Determinado mediante cálculos. |
| - Pared de construcción ligera con planchas de madera de 3/4 pulgadas de espesor. | 1.13 | 1.13 |
| - Vidrio vertical sencillo. | 0.619 | Tomado del Anexo 5. |
| - Vidrio vertical sencillo. | 0.69 | Determinado por cálculos. |
| - Construcción ligera con planchas de madera de 3/4 pulgadas de espesor y vidrio vertical sencillo. | 1.13 | 1.13 |
| - Puerta de madera de 1 pulgada de espesor. | 0.484 | Tomado del Anexo 5. |
| - Puerta de vidrio sencillo. | | Tomado del Anexo 5. |
| - Puerta de madera de 1 pulgada de espesor. | | Determinado por cálculos. |
| - Puerta de vidrio sencillo. | | |

- Pared compuesta de
planchas de
madera, vidrio
sencillo y
bloque de concreto.

TABLA 12. Materiales y coeficientes de transmisión "U" para cielos rasos, techos y pisos.

| TIPO DE MATERIAL | COEFICIENTE DE TRANSMISION U (BTU/hr-ft ² °F) | METODO DE ESTIMACION |
|--|--|----------------------|
| - Piso de concreto con agregado de arena de 8 pulgadas de espesor, sobre un espacio no acondicionado y sin cielo raso. | 0.52 | Tomado del Anexo 6. |
| | 0.05 | |
| | 0.24 | Tomado del Anexo 6. |
| - Piso de concreto con agregado de arena sobre la tierra. | | Tomado del Anexo 6. |
| | 0.39 | |
| - Piso de concreto con agregado de arena de 8 pulgadas de espesor, sobre un espacio no acondicionado con cielo raso. | 0.21 | Tomado del Anexo 6. |
| | | Tomado del Anexo 6. |
| - Techo de concreto con agregado de arena de 8 pulgadas de espesor, debajo de un espacio no acondicionado, sin cielo raso. | | |
| - Techo de concreto con agregado de arena de 8 pulgadas de espesor, bajo un espacio no acondicionado con cielo raso. | | |

En algunas zona, las paredes interiores o particiones están

conformadas por 2 o más materiales; esto implica calcular el coeficiente de transmisión "U" para cada una, teniendo en cuenta la disposición de los materiales componentes, así como su resistencia al flujo de calor.

A continuación presentamos los cálculos de coeficientes U para diversos tipos de materiales.

- Pared de construcción ligera con planchas de madera de 3/4 pulgadas de espesor.

De acuerdo con la Figura 25, la pared está conformada por 2 placas de maderas sostenidas en un armazón del mismo material, el cual encierra una cámara de aire.

La resistencia al flujo se determina por:

$$R_T = R_w + R_{Aint} + R_{Aext}$$

Donde:

R_T = Resistencia térmica total de la pared.

R_w = Resistencia térmica de las planchas de madera.

R_{Aint} = Resistencia del aire interior.

R_{Aext} = Resistencia térmica del aire externo en estado de reposo.

Del Anexo 5 se toma $U_w = 0.27 \text{ BTU/hr-ft}^2\text{°F}$

$$R_w = 1/U_w \rightarrow R_w = 3.7^\circ\text{F} \times \text{BTU/hr-ft}^2$$

Del Anexo 7 se toma $R_{\text{Ext}} = 0.68^\circ\text{F} \times \text{BTU/hr-ft}^2$ (Película vertical de aire quieto y flujo de calor horizontal).

Como existe aire quieto entre las planchas así como en el exterior tenemos que $R_{\text{Air}} = R_{\text{Aint}} + 2 \times R_{\text{Aext}}$

$$R_{\text{Air}} = 13 \times 0.68 \rightarrow R_{\text{Air}} = 2.04^\circ\text{F} \times \text{BTU/hr-ft}^2$$

Reemplazando tenemos:

$$R_T = 3.7 + 2.04 \rightarrow R_T = 5.74^\circ\text{F} \times \text{BTU/hr-ft}^2$$

$$U_T = 0.174 \text{ BTU/hr-ft}^2 \cdot ^\circ\text{F}$$

- Construcción ligera con plancha de madera de 3/4 pulgadas de espesor y vidrio vertical sencillo.

Esta pared como se muestra en la Figura 25 está conformada por dos tipos de materiales, madera y vidrio. La resistencia equivalente del sistema se calcula semejante a un circuito en paralelo así:

$$\frac{1}{R_T} = \frac{1}{R_w} + \frac{1}{R_v} ;$$

$$U_T = U_w + U_v$$

Donde:

U_w = Coeficiente de conductividad de la pared de madera en
BTU/hr-ft²°F; 0.174 BTU/hr-ft²°F

U_v = Coeficiente de conductividad del vidrio sencillo en aire
quieto = BTU/hr-ft²°F

- Vidrio vertical sencillo en aire quieto

$$U_v = \frac{1}{R_1 + R_{Ext}}$$

R_1 = Resistencia térmica del vidrio = $\frac{1}{U_1}$ donde

$$U_1 = 1.13 \text{ (Anexo 5) entonces } R_1 = \frac{1}{1.13} = 0.884$$

$R_{Ext} = 2 \times 0.68$ (Anexo 7) aire a ambos lados

$$R_{Ext} = 1.36$$

Reemplazando se tiene $U_v = \frac{1}{1.36 + 0.884} \rightarrow U_v = 0.445$ BTU/hr-ft²°F

Luego la resistencia de las paredes:

$$U_T = 0.174 \text{ BTU/hr-ft}^2\text{°F} + 0.445 \text{ BTU/hr-ft}^2\text{°F}$$

$$U_T = 0.619 \text{ BTU/hr-ft}^2\text{°F}$$

- Pared compuesta de planchas de madera, vidrio sencillo y bloque de
concreto ligero.

En el edificio se presentan espacios con paredes de partición de

diferente material (Figura 25), teniendo una un coeficiente de transferencia más alto que la otra; tal es el caso de una pared con bloque de concreto y otra de planchas de madera y vidrio. Como el programa sólo acepta un dato de coeficiente de transferencia de calor y área para una determinada pared de partición se hace necesario el calcular un coeficiente promedio para una pared compuesta que asemeje el comportamiento térmico de las dos paredes por separado, entonces:

$$U_t = \frac{U_1 + U_2}{2} \quad \text{Donde}$$

U_1 = Coeficiente de transferencia de la pared compuesta de planchas de madera y vidrio sencillo = 0.619 BTU/hr-ft²°F

U_2 = Coeficiente de transferencia de la pared de concreto ligero = 0.35 BTU/hr-ft²°F

Reemplazando: $U_t = \frac{0.619 + 0.35}{2} \rightarrow U_t = 0.484 \text{ BTU/hr-ft}^2\text{°F}$

Es importante anotar que el área de esta pared es la sumatoria de las áreas de los dos tipos de paredes que conforman las particiones.

9.7 SCHEDULES O PROGRAMACIONES

Los schedules se emplean para definir la programación horaria de ganancias de calor internas; estos se introducen a una base de datos para utilizarlos más tarde en la descripción de los espacios. En cada espacio se definirán las ganancias de calor interna, para la

iluminación por ejemplo. escogiendo un schedule de la base de datos que determine la variación de la ganancia de calor durante cada hora del día.

En el Master SCHEDULE SUMMARY se presentan 3 tipos de schedules:

- El 1, para personas
- El 2, para iluminación
- El 3, Equipos eléctricos

Los porcentajes mostrados, se dan para los días de la semana, sábados, domingos y el día de diseño en cada hora del día. En la iluminación, por valor de 0% significa que todas las luces están apagadas a esa hora y por ende su ganancia de calor es nula; así mismo un porcentaje de 50, significa que la mitad de las luces están encendidas.

El programa para los cálculos emplea el schedule de diseño, donde todos los valores están definidos al 100% en las horas de ocupación normal del espacio. Por tanto si la zona va a ser ocupada por cinco (5) personas, el 100% del schedule de diseño especifica que todas las personas están ocupando el recinto a las horas definidas.

9.9 INFILTRACIONES

Las infiltraciones, y en particular la entrada en el local

acondicionado del vapor de agua que resulta de ellas, constituyen con frecuencia en origen de importantes ganancias de calor. El caudal de aire de infiltración (C.F.M.) varía según la estanqueidad de las puertas y ventanas, la porosidad de las paredes del edificio, su altura, escaleras, ascensores, velocidad y dirección del viento y caudales relativos de aire de ventilación.

La dirección y velocidad del viento es un factor determinante para el cálculo de las infiltraciones a través de puertas y ventanas.

En el Anexo 8, se muestran valores para viento soplando a 7.5 millas/hora, en dirección perpendicular a las puertas y ventanas, y valores medios de los insterticios entre puerta o ventana y su marco. Esta tabla comprende tres partes:

- Parte a, ventanas con guillotina
- Parte b, ventanas a batientes
- Parte c, puertas en una fachada o en 2 fachadas adyacentes.

En las 2 primeras partes se listan los CFM por ft² de abertura en ventanas, dependiendo del porcentaje de la superficie que puede ser abierta, así como del tipo de ventana.

En la parte c, se lista los CFM por ft² de superficie en puertas, dependiendo de su utilización así como del tipo de material y forma de la puerta.

El procedimiento general de cálculo del caudal de aire de infiltración es el siguiente:

9.10.1 Infiltración a través de ventanas (I.V).

$$I.V = F_1 * A$$

Donde:

I.V = Infiltración por ventanas (C.F.M.)

F_1 = CFM/ft² de abertura (Anexo 8)

A = Area de la ventana, ft²

9.10.3 Infiltración a través de puertas (I.P).

$$I.P = F_2 * A$$

Donde:

I.P = Infiltración a través de puertas (C.F.M.)

F_2 = CFM/ft² de superficie de puerta dependiendo de su utilización (Anexo 8)

A = Area de la puerta, ft²

Finalmente, el caudal de aire de infiltración es:

$$I = I.V. + I.F \quad (C.F.M.)$$

A continuación se listan los valores de infiltración para cada uno de

los espacios del bloque C.

TABLA 13. Cálculo de infiltraciones para los espacios del bloque C.

| ESPACIO | INFILTRACION POR VENTANAS | | | INFILTRACION POR PUERTAS | | | TOTAL DE INFILTRACIONES (CFM) | |
|----------------|---------------------------|------------------------------------|-------------------------|-------------------------------|--------------------------|-----------------------------------|-------------------------------|------------|
| | TIPO DE VENTANA | AREA DE VENTANA (ft ²) | PERCENTAJE ABERTURA (%) | SUBTOTAL INFILTRACIONES (CFM) | DESIGNACION DE LA PUERTA | AREA DE PUERTA (ft ²) | | TIP DE USO |
| RECTORIA | Industrial pivoteada | 55.4 | 0 | 18.28 | Madera | 82 | 25.82 | 44 |
| SECRETARIAS | ----- | ----- | ----- | ----- | Vidrio | 98 | 30.98 | 139.4 |
| OFICINA 1 | Residencial | 55.1 | 33 | 26.99 | Madera | 82 | 25.82 | 53 |
| OFICINA 2 | Sección proyectada | ----- | ----- | ----- | Madera | 82 | 25.82 | 26 |
| OFICINA 3 | Vertical pivoteada | 55.1 | 33 | 26.99 | Madera | 82 | 25.82 | 53 |
| BIBLIOTECA | Residencial | 140.78 | 45 | 32.37 | Vidrio | 98 | 30.98 | 342 |
| AULA 1- PISO 2 | Residencial | 95.8 | 50 | 46.94 | Madera | 33 | 31.3 | 80 |
| AULA 2- PISO 2 | Residencial | 227.11 | 33 | 63.59 | Madera | 33 | 31.3 | 95 |
| AULA 3- PISO 2 | Residencial | 227.11 | 33 | 63.59 | Madera | 33 | 31.3 | 95 |
| AULA 1- PISO 3 | Residencial | 91.7 | 50 | 44.93 | Madera | 33 | 31.3 | 77 |
| AULA 2- PISO 3 | Residencial | 91.7 | 50 | 44.93 | Madera | 33 | 31.3 | 89 |
| | | 44.0 | | | | | | |
| AULA 3- PISO 3 | Residencial | 120.77 | 50 | 59.17 | Madera | 33 | 31.3 | 109 |
| | | 65.6 | | 18.38 | | | | |
| AULA 4- PISO 3 | Residencial | 128.54 | 50 | 62.92 | Madera | 33 | 31.3 | 114 |
| | | 33 | | 26.076 | | | | |

| | | | | | | | |
|---------|--------|--------|--------|-------|---------|-------|-----|
| | | 71.7 | | | | | |
| OFICINA | Reside | 33 | 25.07 | Mader | 31. NO | 31.3 | 56 |
| AUDIOVI | ncial | 89.5 | | a | 3 USO | | |
| SUALES | | 4 | | | | | |
| AUDIOVI | Reside | 605.50 | 293.81 | Mader | 23. NO | | 427 |
| SUALES | ncial | 74 | | a | 72 USO | 23.72 | |
| | | | | Vidri | 23. | 106.7 | |
| | | | | o | 72 | 5 | |
| SALA | Reside | 268.33 | 75.31 | Mader | 26. NO | | 102 |
| COMPUTO | ncial | 98 | | a | 896 USO | 26.89 | |
| 1 | | | | | | 6 | |
| SALA | Reside | 114.33 | 32.065 | Mader | 26. NO | | 59 |
| COMPUTO | ncial | 52 | | a | 896 USO | 26.89 | |
| 2 | | | | | | 6 | |

9.11 ESPECIFICACION DE LOS DATOS DE ENTRADA PARA LOS ESPACIOS

Las impresiones de computador con el título de "Complex Space Description" que se encuentran a continuación contienen los siguientes datos:

- Nombre del espacio.

- Información sobre paredes: color, densidad, valor U, tipos, áreas y orientaciones.

- Información sobre techo: color, densidad, valor U, tipo y área.

- Información sobre vidrios: tipo, valor U, factor de vidrio, tipo de sombra (externa o interna), áreas y orientaciones.

- Cargas internas: área de piso, cantidad de personas, iluminación, aparatos eléctricos y misceláneos.

- Particiones, infiltraciones y pisos: valor U, área y temperatura del espacio adyacente a cada tipo de partición. Infiltración en CFM.

Las personas que ocupan cada uno de los espacios desarrollan actividades estratificadas en niveles, teniendo en cuenta la ganancia de calor sensible y latente que estas generen. Estos valores se encuentran en la Tabla 14.

Es importante destacar, que en todos los espacios se emplean lámparas fluorescentes de 40 w, así como diferentes tipos de equipo eléctrico, entre los que podemos mencionar a los siguientes:

- Computador de 200 w
- Impresora de 90 w
- Televisor de 95 w
- Proyector de opaco con lámpara de 1000 w
- Proyector de acetatos de 360 w

En la información sobre vidrios contenida en estas impresiones aparece un término denominado "Glass Factor", cuyo valor afecta la ganancia de calor solar a través de ventanas. El factor se define dependiendo de aspectos como:

- Tipo y color del polarizado
- Tipo de cortinas y color de la misma

Los "Glass Factor" se listan en el Anexo 9. El siguiente ejemplo ilustra el uso de esta tabla:

- El aula de audiovisuales tiene ventanas de vidrio con catinas de fibra sintética color gris oscuro. De el Anexo 9 tomamos el valor de 0.75.

- Para vidrio normal como en biblioteca, oficinas, etc es 1.0.
- Para vidrio con polarizado de color oscuro como el empleado en las aulas 3 y 4 del piso 3 es 0.5.
- Para vidrio sencillo con cortinas de color beige usado en la oficina de audiovisuales y en la sala de cómputo, el valor es 0.56.

9.13DESCRIPCION DE LAS ZONAS

Tal como se mencionó al principio de este capítulo, las zonas pueden contener uno o más espacios. En este caso, cada espacio a su vez es una zona, ya que éste tendrá un control independiente de temperatura.

Las siguientes impresiones con el nombre de "Zone Description" muestran algunas características que poseerá cada zona. Entre ellas mencionamos.

- Nombre de la zona.
- Programación del termostato y equipo, equipo de enfriamiento.
- Parámetros del sistema de enfriamiento: aire de suministro, aire de ventilación.
- Parámetros del sistema de calefacción: para el caso del bloque C,

este parámetro no se tiene en cuenta.

- Otros parámetros del sistema: ventilador de suministro, aire de extracción, aire de retorno, datos del serpentín.

- Espacios incluidos en la zona.

Como puede apreciarse, todas las zonas poseen los mismos parámetros, porque están basados en recomendaciones dadas por la ASHRAE.

Las condiciones internas de diseño recomendadas para aplicaciones generales de acondicionamiento de aire se encuentran en el Anexo 10.

Puesto que la mayoría de las personas están confortables a 75°F o 76°F de bulbo seco y alrededor de 45% a 50% de humedad relativa, el termostato se fija a estas temperaturas, y estas condiciones son mantenidas bajo cargas parciales.

La temperatura de las zonas no acondicionadas será de 85°F, temperatura que generalmente posee cualquier espacio a la sombra.

Los datos de hora de inicio de la ocupación de las zonas y duración de la misma fueron tomados de la información suministrada por la institución.

Los parámetros restantes para el sistema de enfriamiento son datos

iniciales que solicita el programa para realizar los cálculos de carga térmica. Estos valores son aproximados y pueden variar dependiendo del equipo seleccionado para la aplicación.

El factor de Bypass representa el porcentaje de aire que pasa a través del serpentín sin sufrir ningún cambio. El valor de 0.100 fue seleccionado del Anexo 11 para condiciones de confort típicas.

9.15IMPRESIONES DE LOS RESULTADOS

Estos resultados se muestran en dos tipos de formatos de impresión:

- La hoja titulada "Individual Element Detailed Report", donde se muestran en forma detallada, tanto los datos de entrada, como las ganancias de calor sensible y latente de cada uno de los elementos que constituyen el espacio o zona.

- El "Zone Design Cooling Load Summary", formato que muestra la siguiente información:

- Información de la carga: Carga solar, transmisión por vidrios, transmisión por particiones, iluminación, infiltración, etc.

- Parámetros de selección del serpentín: Temperatura del aire a la entrada y a la salida, carga sensible del serpentín, carga total del serpentín, total CFM de enfriamiento, etc.

- Información general: Carga total de enfriamiento en toneladas, CFM de enfriamiento, etc.

- Descomposición de la carga debido a paredes y vidrios.

En la Tabla 15 se listan las toneladas de enfriamiento y el caudal de aire necesarios para el acondicionamiento de cada uno de los espacios que conforman el Bloque C.

TABLA 15.Resultados del cálculo de carga térmica.

| ESPACIO | TONELADAS DE REFRIGERACION | CAUDAL DE AIRE (CFM) |
|-----------------------|-----------------------------------|-----------------------------|
| RECTORIA | 1.19 | 534 |
| SECRETARIA | 1.50 | 477 |
| OFICINA 1 | 0.99 | 392 |
| OFICINA 2 | 0.49 | 200 |
| OFICINA 3 | 0.99 | 392 |
| BIBLIOTECA | 4.55 | 1631 |
| AULA 1 - PISO 2 | 2.50 | 1036 |
| AULA 2 - PISO 2 | 4.08 | 1805 |
| AULA 3 - PISO 2 | 4.06 | 1801 |
| AULA 1 - PISO 3 | 2.50 | 1048 |
| AULA 2 - PISO 3 | 2.68 | 1113 |
| AULA 3 - PISO 3 | 3.89 | 1665 |
| AULA 4 - PISO 3 | 4.11 | 1772 |
| AUDIOVISUALES | 9.50 | 3770 |
| OFICINA AUDIOVISUALES | 1.64 | 760 |
| SALAS DE COMPUTO | 7.70 | 3643 |

Estos resultados son el soporte principal para la selección de los equipos de enfriamiento y el diseño de los sistemas de distribución de aire y de agua, como se apreciará en los capítulos siguientes.

Cabe resaltar, que los datos generados por el programa no son valores estrictos a los cuales debe ceñirse el ingeniero proyectista, ya que

existen factores de estándares comerciales en la fabricación de equipos con los cuales se debe trabajar a la hora de hacer el diseño.

Esto significa que para un espacio como la rectoría, que demanda una carga de refrigeración de 1.1 a toneladas, no existe en el mercado un equipo con esa capacidad, si no que hay disponible con una capacidad de 1 tonelada o de 1 1/2 toneladas. Entonces, queda a criterio del proyectista el seleccionar uno de estos dos equipos para instalarlo en el espacio a acondicionar. Generalmente se recomienda tomar un equipo con una capacidad mayor que la calculada.

Sin embargo, dependiendo de las condiciones del diseño y de los rendimientos de los equipos en el mercado, es posible escoger unidades con valores por debajo del calculado, siempre y cuando la diferencia entre estos valores no sea considerable.

10 CALCULO DEL SISTEMA DE DUCTOS

11.1 INTRODUCCION DE INFORMACION

Una vez conocidos los requerimientos de carga y suministro de aire para cada espacio a acondicionar, se procede a diseñar el sistema de distribución de aire para cada uno de los sitios donde se requiera, empleando el Duct Design Program de la Carrier Corporation.

Para que el programa calcule las dimensiones de las secciones de ducto que componen estos sistemas es necesario definir parámetros que regirán el diseño, los cuales se encuentran contenidos en las siguientes impresiones:

11.2.1 System Header Data.

Este formato contiene el nombre del sistema, parámetros del ventilador, pérdidas de presión, datos sobre el aire y sus propiedades térmicas. A continuación se describen cada uno de los datos que se ingresan.

- Nombre del sistema: Este es un nombre de referencia para el sistema

de ductos.

- Tipo de sistema: El programa puede analizar tanto sistemas de suministro como de retorno. En los sistemas de suministro el aire fluye desde el ventilador hacia los difusores. En los sistemas de retorno el aire fluye desde las rejillas de retorno hacia el ventilador.

- Velocidad de entrada al ventilador: Es la velocidad de entrada del aire al sistema de suministro. La velocidad es usada para calcular la diferencia de presión total a través del ventilador.

- Velocidad de salida del ventilador: Esta es la velocidad de salida del aire en el sistema. Está junto con la velocidad anteriormente mencionada se usan para calcular la diferencia de presión total a través del ventilador, además se emplea para computar las pérdidas de la sección conectada al ventilador.

- Forma de la salida del ventilador: Es la forma del área de soplado de la salida del ventilador. Las posibilidades disponibles son redonda, rectangular y ovalada. La forma de la salida del ventilador se usa para computar la pérdida de la sección conectada al ventilador.

- Altura de la salida del ventilador: La altura o diámetro del área de soplado del ventilador. Esta se usa para computar la pérdida de

la sección conectada al ventilador.

- Ancho de la salida del ventilador: El ancho del área de soplado a la salida del ventilador. También es útil para calcular la pérdida en la sección conectada al ventilador.

- Pérdidas en la toma: Este valor se tiene en cuenta para las pérdidas de presión en el sistema de toma de aire. Las pérdidas pueden ser el resultado de flujos a través de Dampers, rejillas o serpentines de enfriamiento. Este valor es usado para computar las pérdidas totales de presión en los sistemas de suministro.

- Pérdidas por plenum: Este item se emplea en las pérdidas de presión debidas al flujo a través de plenum de retorno de aire.

- Pérdidas en el sistema de retorno: Este valor es el conjunto de pérdidas de presiones en los ductos de retorno.

- Pérdidas por filtro corriente arriba, corriente abajo: Las pérdidas por filtro cuentan como pérdidas debido al flujo del aire a través de un filtro de aire.

- Pérdidas por serpentín corriente arriba, corriente abajo: Son las pérdidas de presión que ocurren cuando el aire fluye a través de serpentines de enfriamiento o calefacción.

- Otras pérdidas corriente arriba, corriente abajo: Pérdidas de presión adicionales no cubiertas por los Items mencionados arriba se pueden ingresar en este punto.

- Efectos del sistema: Los efectos del sistema se tienen en cuenta para las pérdidas de presión dinámica inmediatamente corrientes abajo del ventilador de suministro, las cuales no fueron cubiertas explícitamente por las pérdidas del accesorio de conexión usado en la sección 1 del sistema.

- Aislamientos: Si se emplea aislamiento para cubrir la superficie exterior del ducto, aquí se especifica el espesor de dicho material. El programa asumirá que todas las secciones de ducto en el sistema tendrán el mismo espesor de aislamiento.

- Barrera: Si se emplea barrera de vapor en los ductos, aquí se especifica el espesor del material.

- Altura, temperatura, humedad relativa: Las propiedades del aire al nivel del mar, 70°F y 0% de humedad relativa son las condiciones estándar usadas para computar la densidad y viscosidad del aire. Las condiciones de los espacios usualmente difieren de las condiciones estándar. Cuando esas condiciones varían, la densidad y la viscosidad deben ser corregidas. La densidad es una función de la altura y temperatura, mientras que la viscosidad es solamente una función de la temperatura. Los datos suministrados de altura,

temperatura y humedad relativa son usados como base para estas correcciones. La temperatura y humedad relativa pertenecen a las condiciones promedio en el sistema. Para sistemas de enfriamiento, las temperaturas usualmente están en un rango de 50°F a 60°F, con humedades relativas entre 50% y 100%.

11.2.3 Sizing Criterias.

Estas dos impresiones muestran los datos suministrados que conciernen a los criterios de dimensionamiento. Estas informaciones son usadas durante las rutinas de calculo de dimensiones. Estas dos hojas son similares en apariencia, pero una es usada para el dimensionamiento de ductos "principales" y la otra para ductos de "salida" o "salidas" simplemente. Una sección "principal" de ducto es usada para distribuir aire a una o más "salidas". Una "salida" es una sección de ducto que distribuye aire a los difusores. Los datos de entrada para los criterios de dimensionamiento se describen a continuación:

- Método de dimensionamiento: Los cálculos de dimensiones pueden usar tanto el método de recuperación estática como el de igual fricción.

- Rata de fricción: Cuando es seleccionado el método de dimensionamiento de igual fricción se debe definir como objetivo una pérdida por fricción por unidad de longitud de ducto. Para cada sección, el programa escogerá el tamaño de ducto que resulte de una pérdida de presión por fricción por unidad de longitud de ducto lo

más cercana al valor objetivo. Este dato no se utiliza si se escoge el método de recuperación estática.

- Velocidad inicial: Esta se refiere a la velocidad objetivo para la primera sección del sistema corriente abajo del ventilador en los sistemas de suministro. Este valor sólo se requiere cuando se usa el método de recuperación estática.

- Coeficientes de recuperación redondo, rectangular: Estos coeficientes definen la cantidad objetivo de recuperación de presión estática como un porcentaje de la pérdida total de presión en la sección. Estos coeficientes no son usados cuando se escoge el método de igual fricción.

- Incremento rectangular: Generalmente los ductos son fabricados con dimensiones enteras en vez de dimensiones con fracciones. Por ejemplo, si la altura ideal para una sección de ducto es 8.43 in, en la práctica será fabricado con una altura de 8 in o 9 in. El programa solo escogerá dimensiones rectangulares que sean números enteros múltiplos de los incrementos especificados.

- Tabla de tamaños redondos: Los ductos redondos usualmente son fabricados en dimensiones limitadas. Estos tamaños están contenidos en tablas de tamaños redondos. Este item no se emplea si se están diseñando ductos rectangulares.

- Optimización rectangular: Las rutinas de dimensionamiento rectangular tratarán de encontrar una solución a las ecuaciones de recuperación estática o igual fricción. La solución a estas ecuaciones es una altura y un ancho de ducto. Pueden existir diferentes combinaciones de alturas y anchos que satisfagan los criterios de dimensionamiento. Por ejemplo, inicialmente, no se hace distinción entre las dimensiones 10" x 14" y 14" x 10". El dato de optimización rectangular es usado para indicarle al programa qué solución escoger. La optimización de ducto ancho haría que seleccione 14" x 10"; la optimización de ducto alto haría que seleccione 10" x 14". La optimización de ducto cuadrado instruirá al programa para que seleccione una dimensión de 12" x 12".

- Máximo, mínimo diámetro: Estos datos son usados para definir límites físicos fijados para las dimensiones de secciones de ducto redondas.

- Máxima, mínima altura y ancho: Estos datos son usados para definir límites físicos fijados para las dimensiones de secciones de ducto rectangulares. Durante los cálculos a los tamaños de ducto no se les permitirán violar estos límites.

- Máxima, mínima razón de aspecto: La razón de aspecto se define como el ancho dividido por la altura. La máxima razón de aspecto es usada para prevenir la selección de secciones rectangulares que sean muy "anchas". La mínima razón de aspecto es usada para prevenir la

selección de secciones que sean muy "altas".

- Máxima, mínima velocidad: Las restricciones en la velocidad del aire son necesarias para prevenir problemas de ruido por velocidades excesivamente altas y problemas de distribución de aire por velocidades excesivamente bajas. Las secciones de ductos serán dimensionadas de tal forma que los límites de velocidad no sean violados.

11.2.5 Section Input Data.

Después que los datos del sistema y los criterios de dimensionamiento han sido dados, es necesario suministrar información al programa, la cual describe cada sección del sistema. En las filas aparecen los datos para cada tipo de información que hay que proporcionar, en las columnas aparecen los datos para cada sección. A continuación se explica cada uno de dichos datos:

- Viene de: Este dato define el número de referencia de la sección desde donde viene la sección actual. Tal como se describió en el capítulo 5, un sistema está compuesto por un número de secciones conectadas entre sí. Así la secuencia de conexión comienza en el ventilador hacia adelante hasta el final del sistema.

- Principal o salida: La distinción de principal o salida se provee para permitir al diseñador el separar secciones que puedan tener

diferentes criterios de dimensionamiento.

- Tipo de derivación: Una derivación es una abertura en la pared de una sección de ducto a la cual se conecta otra sección. Si la sección es una derivación por cualquier lado de la sección previa, entonces se introduce la letra "S". Si la derivación es por la parte superior o inferior de la sección previa, entonces se introduce la letra "B". Si la sección actual no es una derivación, se introduce la letra "N".

- Forma: La forma de la sección de ducto debe ser definida como redonda, rectangular u ovalada.

- Material: Se define un material para cada sección. El diseñador escoge uno de los 20 materiales disponibles que posee el programa. Las especificaciones del material son empleadas para el cálculo de las pérdidas de presión por fricción.

- Altura, ancho: Estos dos datos son opcionales. Normalmente el programa es empleado para calcular tamaños. Por esta razón, las dimensiones son calculadas en vez de suministradas.

- Longitud: La longitud de la sección de ducto es la distancia entre dos nodos adyacentes. Cada nodo representa un punto clave en el sistema donde ocurre una conexión entre secciones o donde ocurre un cambio en la dirección de flujo, forma o área.

- Flujo de aire: Esta es la rata de flujo de aire que circula por la sección.

- Diversidad: El factor de diversidad es usado solamente en las rutinas de cálculo de flujo de aire para modificar los resultados obtenidos.

- Velocidad: Este dato solamente se puede ver. La velocidad en una sección depende de las dimensiones de la sección y flujo de aire.

- Tipo de equipo: Para sistemas de suministro, las secciones que contienen equipos son aquellas que distribuyen aire a los espacios dentro del edificio. El equipo siempre está conectado en el extremo de la sección. Como se mencionó en el capítulo 5, las clases de equipo disponible son: ninguno, fin de ducto o tapón y genérico.

- Tipo de conexión: Los accesorios conectan una sección con otra en el sistema de ductos. Las conexiones siempre están situadas al comienzo de una sección. Un accesorio de conexión se especifica suministrando el número de referencia que posee en el 1989 ASHRAE Fundamentals Handbook. Ver Anexo 4.

- Barrera: Si se emplea barrera de vapor, se especifica el espesor de este material.

- Aislamiento: Si se emplea aislamiento se especifica el espesor del material. Nótese que con ciertos tipos de material no se necesita usar aislamiento.

- Congelado: Cuando una sección está congelada, ésta es ignorada por los cálculos de dimensionamiento.

- Máxima altura, ancho: Estos datos son usados para definir límites físicos fijados en la sección de ducto actual. Durante los cálculos de dimensiones no se permitirá que se violen estos límites.

- Otras pérdidas: Este dato trata con las pérdidas de presión misceláneas en la sección de ducto.

- Clase de escape: Los escapes se refieren a las pérdidas de aire desde el sistema hacia los espacios circundantes a través de accesorios de unión. Los escapes son una función de la presión estática interna de la sección, tipo de construcción, y material. Una clase baja de escape indica poco escape de aire, una clase alta de escape indica que un alto porcentaje de aire se perderá a los espacios circundantes. Ocho clasificaciones se usan dentro del programa.

- Temperatura exterior: La temperatura exterior se refiere a la temperatura ambiente del aire que rodea a la sección actual. Este valor es requerido para computar la transferencia de calor a través

de la pared de ducto.

- Espacio entre refuerzos: En este punto se suministra la distancia entre los refuerzos usados para soportar la sección de ducto.

- Calibre: este dato es opcional. Normalmente el programa es usado para determinar los requerimientos de calibre para los materiales.

- Peso: Este dato final es opcional.

11.3 DETERMINACION DE LOS ESPACIOS DONDE SE INSTALARAN LOS DUCTOS

En capítulos anteriores se mencionó que los sistemas todo-agua que emplean serpentín-ventilador muy pocas veces requieren de sistemas de distribución de aire o ductos. Sin embargo, por diseño arquitectónico, en algunos espacios del bloque C se colocó cielo raso, obligando esto a la instalación de varios equipos por fuera de los espacios a acondicionar. Esto creó la necesidad de diseñar sistemas de ductos que distribuyeran el aire desde el serpentín-ventilador ubicado entre el techo y el cielo raso hacia el cuarto a acondicionar.

La rectoría, oficina 1, oficina 2, oficina 3 y las salas de cómputo son los espacios que requieren de este sistema.

11.5 ESPECIFICACION DE LOS MATERIALES PARA EL SISTEMA DE DUCTOS

Los ductos se fabrican en secciones rectangulares a partir de láminas rígidas hechas con lana de vidrio aglutinada y compactada, recubierta en una de sus caras con un laminado de aluminio reforzado, que constituye una barrera de vapor que da al ducto además de excelente terminado, una mayor resistencia mecánica.

El laminado del recubrimiento de aluminio está reforzado con una malla de fibra de vidrio, haciendo al ducto resistente a daños. Como barrera de vapor, previene la condensación y sus efectos, además retarda la acción de la llama protegiendo el ducto en caso de incendio.

La absorción acústica inherente al material permite transportar el aire en silencio, ya que absorbe el ruido indeseable que producen motores y equipos del sistema.

Los ductos son herméticos y al no presentarse pérdidas de aire frío, se elimina la necesidad de emplear mayores capacidades de equipo para compensar posibles pérdidas de aire.

Las características de éste y otros materiales aparecen discriminados en la impresión "Material Data Printout", entre las cuales se mencionan: rugosidad, forma, barrera y aislamientos, densidad y valores "U".

Los calibres para cada lámina, así como los coeficientes "U" se muestran por separado en los formatos "U Value Tables" y "Gage Thickness Table Printout".

11.7 DESCRIPCION DE LOS SISTEMAS DE DISTRIBUCION DE AIRE

11.8.1 Rectoría.

Este sistema está conformado por cuatro secciones, tal como se muestra en la Figura 26, y suministra un caudal de 600 CFM a una velocidad máxima de salida de 1300 ft/min, determinada teniendo en cuenta que es un sistema que maneja bajas presiones y velocidades.

Las secciones 1, 2 y 4 se consideran como secciones principales y la sección 3 como una salida.

Los parámetros del ventilador al igual que las pérdidas, son datos obtenidos de los catálogos existentes en el mercado. Por otra parte, la temperatura y humedad relativa son valores conocidos obtenidos de los cálculos de la carga térmica para este espacio.

Tanto para la secciones principales como salidas, el método de dimensionamiento seleccionado es el de igual fricción, tomando como base una rata de fricción de 0.1 inwg por cada 100 ft de ducto. Debido a la restricción de espacio existente entre el cielo raso y el techo se optó por diseñar ductos anchos para las secciones

principales. Las salidas serán cuadradas de manera que estas tengan las mismas dimensiones de los difusores de suministro conectados en sus extremos.

Para las secciones principales, las restricciones máximas y mínimas son rangos amplios de valores que se le suministraron al programa para que éste seleccione las dimensiones más adecuadas.

Las restricciones máximas y mínimas para las salidas son iguales, de manera que el programa seleccione estos valores como solución única para que las dimensiones de estas secciones sean iguales a las de las rejillas o difusores de suministro. En este caso, el valor de 16 x 16 in se obtuvo de la Tabla 16, tomando el flujo de aire del sistema y NC 35 como valor recomendado de nivel de ruido.

La información discriminada que describe este espacio se puede apreciar en los siguientes formatos de impresión suministrados por el programa.

11.8.3 Oficina 1.

Este sistema está conformado por cuatro secciones (Figura 27) suministrando un caudal de 400 CFM de aire a una velocidad máxima de 1300 ft/min, con una temperatura y humedad relativa de aproximadamente 57°F y 60.6%.

Los datos para el dimensionamiento de los ductos principales son los mismos que los empleados en el sistema de la rectoría, mientras que los parámetros para las salidas fueron suministrados para que el programa calcule ductos cuadrados de 10" x 10" de acuerdo al difusor de suministro seleccionado en la Tabla 16.

El resto de la información necesaria para el cálculo de las dimensiones se encuentra consignada en los formatos de impresión suministrados por el programa.

11.8.5 Oficina 2.

El sistema para este espacio es sencillo y lo conforman cuatro secciones (Ver Figura 28), las cuales suministran un caudal de 200 CFM de aire a una temperatura y humedad relativa de 57°F y 59.7% respectivamente.

Los datos para los ductos principales son iguales a los de los demás sistemas, mientras que para las salidas los parámetros se suministraron de forma que el programa calcule ductos cuadrados de 8" x 8" de acuerdo al difusor de suministro seleccionado en la Tabla 16.

11.8.7 Oficina 3.

Este sistema es igual en todos los aspectos al sistema de la oficina 1 por tener ambos espacios los mismos requerimientos de carga y

caudal, además de poseer ambos las mismas características arquitectónicas. Ver impresiones y Figura 29.

11.8.9 Salas de cómputo.

Este es el sistema más complejo de todos, puesto que debe distribuir aire desde una unidad manejadora hasta dos espacios que conforman una zona.

Como la sala de cómputo 1 posee las dos terceras partes del área de la zona y la sala de cómputo 2 la tercera parte restante, la cantidad de aire necesaria para cada uno de estos espacios debe guardar la misma proporción mencionada anteriormente. Es decir, que como se van a suministrar 3000 CFM de aire a través de este sistema, 2000 CFM serán para la sala de cómputo 1 y los 1000 CFM restantes para la sala de cómputo 2.

El sistema está compuesto por ocho secciones, tal como se muestra en la Figura 30, suministrando aire a una temperatura de 57°F y una humedad relativa del 54.6% aproximadamente.

Los parámetros iniciales para el ventilador, pérdidas y los criterios de dimensionamiento de los ductos principales son similares a los de los demás sistemas.

Los ductos de salida serán cuadrados con una dimensión de 18" x 18"

para que suministren un caudal de 1000 CFM a través de los difusores de suministro de igual tamaño seleccionados de la Tabla 16. Los datos restantes se encuentran consignados en los formatos de impresión suministrados por el programa.

11.9 RESULTADOS SUMINISTRADOS POR EL PROGRAMA

Como se mencionó en el capítulo 5, una vez que se han introducido al programa los datos iniciales del sistema que se desea diseñar, éste realiza los cálculos y entrega una serie de valores, los cuales proporcionan la información suficiente para fabricar el sistema, analizar su comportamiento y seleccionar los equipos que han de instalarse en él.

El módulo de generación de resultados del programa suministra las siguientes impresiones con información que el diseñador necesita.

11.10.1 Size Data.

Este formato lista la forma de la sección, flujo de aire, velocidad, dimensiones del metal, y dimensiones de flujo de aire. A continuación se analizarán cada uno de estos datos.

- Rata de flujo de aire: Es el volumen de aire que fluye a través de la sección actual.

- Velocidad: Velocidad del aire que está fluyendo a través de la sección actual.

- Dimensiones del metal: Las dimensiones del metal son las dimensiones interiores de las paredes del ducto. El término "metal" es un término general usado aunque el material sea o no metal. Cabe resaltar que para algunos materiales las dimensiones interiores y exteriores son, para propósitos prácticos, iguales.

- Dimensiones de flujo de aire: Estas se usan para computar las áreas de flujo y velocidades.

11.10.3 Pressure Loss Data.

Esta impresión lista las pérdidas en las secciones asociadas con fricción, conexiones, equipos, otras pérdidas, y balanceo. Los contenidos de este formato son:

- Pérdidas por accesorios de conexión: Las pérdidas por conexiones son las pérdidas de presión dinámica asociadas con el flujo de aire a través del accesorio en la sección actual. La pérdida por accesorio es una función del valor "C" del accesorio y de las propiedades del flujo de todas las secciones conectadas al nodo en el comienzo de la sección actual. La pérdida por accesorio será cero si la sección no contiene un accesorio de conexión.

- Pérdidas por equipos terminales: Esta es la pérdida de presión asociada con el aire que entra o deja el sistema a través de un tipo de equipo terminal en la sección actual. La pérdida por equipo terminal será cero si en la sección no existe una unidad terminal.

- Pérdidas por equipo intermedio: Son las pérdidas de presión asociadas con el aire que pasa a través de equipos tales como Dampers, y cajas mezcladoras. Las pérdidas serán cero si no existe un equipo en la sección actual.

- Pérdidas por fricción: Son las pérdidas debidas a la fricción entre el aire fluyendo a través de la sección y las paredes del ducto. Las

pérdidas por fricción son una función del diámetro hidráulico, flujo de aire, velocidad y rugosidad del material.

- Otras pérdidas: Esta columna lista las pérdidas que no son tenidas en cuenta por los items anteriores.

- Pérdidas por balance: La pérdida por balance es la pérdida de presión que debe ser agregada a la sección actual para mantener una presión total constante en todas las secciones conectadas al nodo en el comienzo de la sección actual.

- Pérdida total: Esta columna es la suma de las seis columnas previas.

11.10.5 Fan Data Printout.

Esta impresión contiene la información de las pérdidas de presión usadas para dimensionar y seleccionar el ventilador. En este formato, las pérdidas de presión del sistema son discriminadas y totalizadas. La rata de flujo del ventilador, velocidad de salida, y la diferencia de presión estática total son usadas para seleccionar el ventilador apropiado para el sistema.

Las pérdidas de presión corriente arriba y corriente abajo del ventilador son usadas para computar las presiones totales del sistema a la entrada y salida del ventilador. Las presiones totales a la

entrada y salida del ventilador son computadas de las pérdidas de presión total corriente arriba y corriente abajo del ventilador. La presión de velocidad a la entrada y salida del ventilador son computadas de las velocidades a la entrada y salida suministradas para el sistema. Las propiedades psicométricas listadas en la porción inferior de la impresión son usadas para la corrección de densidad y viscosidad en los cálculos de fricción del aire.

11.10.7 Heat Gain Data.

Este formato lista los valores "U" de las paredes de la sección, ganancia de calor, temperatura exterior, temperatura interior y velocidad. La ganancia de calor por los ductos debe ser siempre considerada cuando se selecciona la temperatura del aire de suministro, porque pueden ocurrir errores en la capacidad de enfriamiento debido a pérdida de energía térmica en sistemas de ductos pobremente aislados. El contenido de esta impresión se analiza a continuación.

- Valor "U": Es el coeficiente combinado de transferencia de calor por convección y conducción para las paredes del ducto.

- Ganancia de calor: La ganancia de calor es la energía adicionada a la corriente de aire de la sección desde los espacios de aire circundantes. Esto ocurre siempre que la temperatura del aire circundante sea superior a la temperatura del aire en el interior del

ducto.

- Temperatura exterior: Esta es la temperatura del aire que rodea a la sección actual.

- Temperatura interior: Esta es la temperatura promedio del aire al interior de la sección actual. La temperatura interior es computada usando la temperatura del aire que entra a la sección y la ganancia de calor de la sección actual.

A continuación se pueden apreciar los diferentes resultados arrojados por el programa para cada uno de los sistemas especificados. Las dimensiones y formas de cada uno de estos, se pueden observar en los planos adjuntos.

12 SELECCION DE UNIDADES VENTILADOR-SERPENTIN Y ENFRIADORES DE AGUA

13.1 UNIDADES VENTILADOR-SERPENTIN

13.2.1 Características.

El Fan Coil o unidad ventilador-serpentin está diseñada para aplicaciones horizontales ocultas en el techo. La unidad básica está fabricada de lámina galvanizada, cuya cubierta superior cuenta con ranuras para suspenderla del techo interior. La unidad de fabricación normal se proporciona con una pestaña de 1 pulgada en su descarga para instalación del ducto.

La charola de condensado también se fabrica de lámina galvanizada que se aísla con una capa de espuma de celdas cerradas retardante fuego, con lo cual se minimiza la posibilidad de corrosión y se asegura una larga vida útil. Se incluye una charola de extensión removible, que debe colocarse en el campo, en el extremo de la unidad en que va el cabezal del serpentín para proporcionar un control positivo del condensado de las válvulas y de los controles. El mantenimiento es simple debido a que la sección motor-ventilador es completamente

removible de la sección serpentín.

13.2.3 Consideraciones de selección.

Un número de condiciones influyen en la selección apropiada de un sistema ventilador-serpentín. Entre estas están: consideraciones arquitectónicas y de diseño, requerimientos de temperatura en el cuarto, elevación de temperatura en el agua enfriada y requerimientos de ventilador.

13.2.4.1 Consideraciones arquitectónicas y de diseño.

Las unidades de techo son más ampliamente utilizadas en donde el aprovechamiento máximo de espacio en el piso es de primordial importancia, además de no afectar la armonía del diseño arquitectónico. Estas unidades son adaptables a trabajos de renovación y a la adición de acondicionamiento de aire a edificios existentes.

13.2.4.3 Requerimientos de temperatura en el cuarto.

La unidad de serpentín-ventilador se selecciona, de manera que satisfaga los requerimientos de enfriamiento sensible y total del cuarto, calculados con el programa de carga térmica.

Las capacidades serán verificadas para confirmar que las condiciones

de diseño pueden ser satisfechas con las temperaturas de agua proyectadas. La temperatura de agua seleccionada para el cuarto de acuerdo a las condiciones de confort es 75°F bulbo seco y 65°F bulbo húmedo aproximadamente.

13.2.4.5 Elevación de temperaturas en el agua enfriada.

Grandes elevaciones de temperaturas en el agua enfriada son posibles con estos serpentines. Dichas elevaciones son deseables porque permiten una reducción en el tamaño del tubo. Las bajas temperaturas del agua enfriada asociadas con las grandes elevaciones de temperatura, incrementa la capacidad de remoción de humedad del serpentín en zonas que tienen altas cargas latentes. Para este sistema se escogió una elevación de temperatura de agua (E.T.A) de 10°F recomendada en catálogos de equipo y una temperatura de entrada de agua de 45°F.

13.2.4.7 Requerimientos de ventilación.

La capacidad del ventilador es seleccionada de acuerdo a los requerimientos de suministro de aire obtenidos en el cálculo de la carga térmica para cada espacio a acondicionar, y a las especificaciones dadas por el programa de ductos.

13.2.5 Selección de enfriamiento.

13.2.6.1 Rectoría.

En este tipo es necesario instalar una unidad de techo por exigencias arquitectónicas.

Requerimientos según programa de carga térmica:

- 1.19 tonos de refrigeración
- 14335 Btu/hr calor total
- 11181 Btu/hr calor sensible
- 535 CFM de aire de suministro

Comercialmente se puede escoger entre un equipo de 1 ton o uno de 1.5 toneladas de refrigeración. De la Tabla 17 se puede apreciar que una unidad tamaño 400 (1 ton) no puede manejar 535 CFM, además carece de la capacidad para satisfacer el enfriamiento especificado (Ver Tabla 18). Será necesario utilizar una unidad tamaño 600 (1.5 Ton) con capacidad para manejar hasta 650 CFM a 0.10" de presión estática externa.

Como nominalmente 1.5 Ton de refrigeración son 18000 Btu/hr este equipo puede satisfacer los requerimientos mencionados anteriormente.

El flujo de agua necesario que hay que suministrar a este equipo se

calcula con la siguiente fórmula:

$$\text{GPM} = \frac{Q_t}{\text{ETA} \times 0.5}$$

Donde:

GPM: Galones por minuto de agua helada a suministrar

Q_t : Calor total MBTU/hr

ETA: Elevación de temperatura del agua

$$\text{GPM} = \frac{18.0}{10 \times 0.5} \quad \text{GPM} = 3.6$$

13.2.6.3 Secretarias.

Requerimientos según programa de carga térmica:

- 1.50 Ton de refrigeración
- 17969 Btu/hr calor total
- 9971 Btu/hr calor sensible
- 477 CFM de aire de suministro

Una unidad tamaño 600 con serpentín de 4 hileras satisface estos requerimientos, con un suministro de agua de 3.6 GPM.

13.2.6.5 Oficina 1.

Por exigencias arquitectónicas se recomienda instalar una unidad de techo.

Requerimientos según programa de carga térmica:

- 0.99 Ton de refrigeración
- 11850 Btu/hr calor total
- 8212 Btu/hr calor sensible
- 393 CFM de aire

De la Tabla 17 se puede apreciar que una unidad tamaño 400 (1T) con serpentín de 3 hileras puede manejar hasta 415 CFM con una presión estática externa de 0.15" de agua. La Tabla 18 indica que este equipo puede satisfacer los requerimientos para el acondicionamiento de este espacio.

El flujo de agua necesario para la unidad será:

$$\text{GPM} = \frac{12.0}{10 \times 0.5} \quad \text{GPM} = 2.4$$

13.2.6.7 Oficina 2.

Requerimientos según programa carga térmica:

- 0.49 Ton de refrigeración
- 5901 Btu/hr calor total
- 4192 Btu/hr calor sensible
- 200 CFM de aire de suministro

La unidad tamaño 200 (0.5 Ton) con serpentín de 3 hileras puede manejar hasta 205 CFM con una presión estática externa de 0.05 pulgadas de agua. (Ver Tabla 17).

La Tabla 18 confirma que este equipo satisface las necesidades de enfriamiento de este sitio.

El flujo de agua necesario es de:

$$\text{GPM} = \frac{6.0}{(10 \times 0.5)}$$

$$\text{GPM} = 1.2$$

13.2.6.9 Oficina 3.

Este equipo debe ser idéntico al seleccionado para la oficina 1, por tener ambos espacios las mismas características arquitectónicas y requerimientos de enfriamiento.

13.2.6.11 Biblioteca.

Por la distribución de espacios, en este sitio es necesario instalar varias unidades de techo que satisfagan la capacidad requerida. Se recomienda instalar una unidad en el cuarto de libros y dos unidades en la sala de estudio.

Requerimientos según programa de carga térmica

- 4.55 Ton de refrigeración
- 54551 Btu/hr calor total
- 34121 Btu/hr calor sensible
- 1631 CFM de aire de suministro

De las Tablas 17 y 18 se pueden seleccionar 2 unidades de 2 Ton cada una (tamaño 800) y 1 unidad de 0.5 Ton (tamaño 200) las cuales pueden suministrar en total 1800 CFM de aire con lo que se satisface las necesidades de ventilación. Ahora, las tres unidades en conjunto tienen una capacidad total de enfriamiento de 57000 Btu/hr y de enfriamiento sensible de 42000 Btu/hr cubriendo con esto la demanda de este espacio.

El flujo de agua calculado para cada unidad de 2 Ton será

$$\text{GPM} = \frac{24}{10 \times 0.5}$$

$$\text{GPM} = 4.8$$

El flujo de agua para la unidad de 0.5 Ton es:

$$\text{GPM} = \frac{6.0}{10 \times 0.5}$$

$$\text{GPM} = 1.2$$

13.2.6.13 Aula 1 - Piso 2.

Requerimientos según programa de carga térmica

- 2.5 Ton de refrigeración
- 29957 Btu/hr calor total
- 21680 Btu/hr calor sensible
- 1036 CFM de aire de suministro

Una unidad tamaño 1000 (2.5 Ton) con serpentines de cuatro hileras puede manejar hasta 1040 CFM de aire con una presión estática externa de 0.05 pulgadas de agua (Ver Tabla 17).

En la Tabla 18 se muestran los valores de capacidad de enfriamiento de este equipo pudiéndose comprobar que éste satisface todos los requerimientos mencionados arriba.

El flujo necesario de agua será entonces de:

$$\text{GPM} = \frac{30.0}{10 \times 0.5}$$

$$\text{GPM} = 6$$

13.2.6.15 Aula 2 - Piso 2.

En este espacio por sus dimensiones se recomienda instalar dos unidades de techo de igual características buscando una mejor distribución del aire de suministro. Cada una de ellas podrá tener un control independiente, de manera que se pueda poner en servicio una o las dos dependiendo de la ocupación del sitio, con lo cual se obtiene un ahorro de energía.

Requerimientos según programa de carga térmica:

- 4.08 Ton de refrigeración
- 48912 Btu/hr calor total
- 37767 Btu/hr calor sensible
- 1806 CFM de aire de suministro

Dos unidades tamaño 800 (2 Ton) con serpentines de 4 hileras son capaces de suministrar la cantidad de aire requerida con un calor total de 51000 Btu/hr.

El flujo de agua necesario para cada equipo es de:

$$\text{GPM} = \frac{24.0}{10 \times 0.5}$$

$$\text{GPM} = 4.8$$

13.2.6.17 Aula 3 - Piso 3.

Este espacio por tener características similares al anterior necesita también de 2 unidades tamaño 800 instaladas tal como se muestran en los planos del sistema que se adjuntan.

13.2.6.19 Aula 1 - Piso 3.

Requerimientos según programa de carga térmica:

- 2.50 Ton de refrigeración
- 30056 Btu/hr calor total
- 21934 Btu/hr calor sensible
- 1049 CFM de aire de suministro

Una unidad tamaño 1000 (2.5 Ton) puede manejar los 1049 CFM de aire requerido (Ver Tabla 17) y tiene una capacidad de extracción de calor total y sensible de hasta 31000 Btu/hr y 23000 Btu/hr respectivamente (Ver Tabla 18) con lo que satisface las necesidades mencionadas al inicio.

Como 2.5 Ton nominalmente son 30.000 Btu/hr, el flujo de agua necesario para la unidad es:

$$\text{GPM} = \frac{30.0}{10 \times 0.5}$$

$$\text{GPM} = 6$$

13.2.6.21 Aula 2 - Piso 3.

Al igual que el aula anterior, se hace el montaje de una unidad de tamaño 1000 (2.5 Ton), suministrándosele un flujo de agua de 6 GPM.

13.2.6.23 Aula 3 - Piso 3.

En este espacio se instalan dos unidades de techo con características similares para una mejor distribución de aire de suministro.

Requerimientos según programa de carga térmica:

- 3.89 Ton de refrigeración
- 46723 Btu/hr calor total
- 34847 Btu/hr calor sensible
- 1665 CFM de aire de suministro

Dos unidades tamaño 800 (2 Ton) pueden manejar hasta 1720 CFM de aire y en conjunto tienen una capacidad de extracción de calor total y sensible de hasta 51000 BTU/hr y 37600 Btu/hr respectivamente (Ver Tablas 17 y 18); cada una tendrá un control independiente, de forma que se coloque en servicio una o ambas dependiendo de la demanda en el sitio.

El flujo de agua necesario para cada unidad será:

$$\text{GPM} = \frac{24.0}{10 \times 0.5}$$

$$\text{GPM} = 4.8$$

13.2.6.25 Aula 4 - Piso 3.

Este espacio por poseer condiciones similares al anterior requiere de unidades tamaño 800 (2 Ton) con serpentines de 4 hileras suministrando a cada una de ellas 4.8 GPM de agua helada.

13.2.6.27 Audiovisuales.

En este sitio se instala dos unidades manejadoras de aire de piso con similares (Ver planos de instalación adjuntos).

Requerimientos según programa de carga térmica:

- 9.50 Ton de refrigeración
- 114009 Btu/hr calor total
- 78877 Btu/hr calor sensible
- 3771 CFM de aire de suministro

Dos unidades manejadoras de 5 Ton cada una, las cuales suministran 4000 CFM de aire y poseen una capacidad en conjunto de 120000 Btu/hr de calor total, satisfacen los requerimientos expuestos inicialmente. (Ver Anexo 12).

El flujo de agua necesario para cada unidad es de:

$$\text{GPM} = \frac{6.0}{10 \times 0.5}$$

$$\text{GPM} = 12$$

13.2.6.29 Oficina audiovisuales.

En este espacio ha de suministrarse una unidad de techo.

Requerimientos según programa de carga Térmica:

- 1.64 Ton de refrigeración
- 19726 Btu/hr calor total
- 15908 Btu/hr calor sensible
- 761 CFM de aire de suministro

Una unidad tamaño 600 (1.5 Ton) satisface las necesidades planteadas

(Ver Tablas 17 y 18).

El flujo de agua necesario será de:

$$\text{GPM} = \frac{18.0}{10 \times 0.5}$$

$$\text{GPM} = 3.6$$

13.2.6.31 Sala de cómputo.

Para está zona se instala una unidad manejadora de 7.5 Ton de

refrigeración, la cual tiene una capacidad nominal de extracción de calor de 90000 Btu/hr, suministrando 3000 CFM de aire.

La cantidad de agua necesaria para este equipo será de:

$$\text{GPM} = \frac{90.0}{10 \times 0.5}$$

$$\text{GPM} = 18$$

En la Tabla 19 se pueden apreciar los diferentes equipos seleccionados para la instalación en los espacios que componen el bloque C. Cabe resaltar que las capacidades, características y rendimientos de estos equipos puede variar dependiendo del fabricante, por esta razón, éstos se seleccionaron bajo una base de capacidades nominales.

TABLA 19. Equipos manejadores de aire seleccionados.

| ESPACIO | TIPO DE EQUIPO | CANTIDAD | CAPACIDAD (TON) | SUMINISTRO NOMINAL DE AIRE (CFM) | FLUJO DE AGUA HELADA (GPM) |
|-----------------|---------------------------|----------|-----------------|----------------------------------|----------------------------|
| RECTORIA | FAN-COIL | 1 | 1 1/2 | 600 | 3.6 |
| SECRETARIAS | FAN-COIL | 1 | 1 1/2 | 600 | 3.6 |
| OFICINA 1 | FAN-COIL | 1 | 1 | 400 | 2.4 |
| OFICINA 2 | FAN-COIL | 1 | 1/2 | 200 | 1.2 |
| OFICINA 3 | FAN-COIL | 1 | 1 | 400 | 2.4 |
| BIBLIOTECA | FAN-COIL | 2 | 2 | 800 | 4.8 |
| | FAN-COIL | 1 | 1/2 | 200 | 1.2 |
| AULA 1 - PISO 2 | FAN-COIL | 1 | 2 1/2 | 1000 | 6 |
| AULA 2 - PISO 2 | FAN-COIL | 1 | 2 | 800 | 4.8 |
| AULA 3 - PISO 2 | FAN-COIL | 2 | 2 | 800 | 4.8 |
| AULA 1 - PISO 3 | FAN-COIL | 2 | 2 1/2 | 1000 | 6 |
| AULA 2 - PISO 3 | FAN-COIL | 1 | 2 1/2 | 1000 | 6 |
| AULA 3 - PISO 3 | FAN-COIL | 1 | 2 | 800 | 4.8 |
| AULA 4 - PISO 3 | FAN-COIL | 2 | 2 | 800 | 4.8 |
| AUDIOVISUALES | UNIDAD MANEJADORA DE AIRE | 2 | 5 | 2000 | 12 |
| OFICINA | FAN-COIL | 2 | 1 1/2 | 600 | 3.6 |
| AUDIOVISUALES | UNIDAD MANEJADORA DE AIRE | 1 | 7 1/2 | 3000 | 18 |

13.3 UNIDADES ENFRIADORAS DE AGUA

De la Tabla 19 se determina que la capacidad de enfriamiento total para el bloque C es de 52.5 Ton, repartida de la siguiente forma:

- 1° Piso: 10 Ton
- 2° Piso: 10 1/2 Ton
- 3° Piso: 24 1/2 Ton
- 4° Piso: 7 1/2 Ton

Teniendo en cuenta que la máxima demanda no se alcanzará muy a menudo y que el rendimiento de estos equipos es muy alto, la capacidad total requerida se puede tomar como 50 Ton. Ahora, haciendo un análisis de los períodos y porcentajes de ocupación de cada piso, se puede apreciar que un enfriador de agua puede manejar la carga de cada uno por separado, exceptuando el piso 3, donde la demanda aumenta.

Luego, son necesarios 5 enfriadores de agua o chillers con una capacidad de 10 Ton cada uno, para atender la demanda total del edificio.

Las características y capacidades de este equipo están contenidas en el Anexo 12.

13.3.1 Condiciones de funcionamiento.

El flujo de agua necesario para estos equipos debe ser de:

$$\text{GPM} = \frac{120.0}{10 \times 0.5}$$

$$\text{GPM} = 24$$

Con una caída de presión de 9 ft de columna de agua.

La temperatura de entrada debe ser de aproximadamente 55°F, siendo la temperatura de salida 45°F, de manera que se cumpla con los requerimientos de las unidades ventilador-serpentin y unidades manejadoras de aire.

Se considera que la temperatura del aire exterior que rodea a estos equipos será de máximo 95°F.

TABLA 4. Factores horarios (Fh) para perfiles de bulbo seco de diseño.

| HORA | Fh | HORA | Fh | HORA | Fh | HORA | Fh |
|-------------|-----------|-------------|-----------|-------------|-----------|-------------|-----------|
| 0030 | 0.82 | 0630 | 0.98 | 1230 | 0.23 | 1830 | 0.21 |
| 0130 | 0.87 | 0730 | 0.93 | 1330 | 0.11 | 1930 | 0.34 |
| 0230 | 0.92 | 0830 | 0.84 | 1430 | 0.03 | 2030 | 0.47 |
| 0330 | 0.96 | 0930 | 0.71 | 1530 | 0.00 | 2130 | 0.58 |
| 0430 | 0.99 | 1030 | 0.56 | 1630 | 0.03 | 2230 | 0.68 |
| 0530 | 1.00 | 1130 | 0.39 | 1730 | 0.10 | 2330 | 0.76 |

Datos adaptados de la Tabla 2, p. 26.5 de 1989 ASHRAE Handbook of Fundamentals.

TABLA 5. Factores mensuales para perfiles de bulbo seco de diseño.

| RANGO ANUAL (F) | Factores mensuales de temperatura de diseño (F) Mes (para hemisferio norte) | | | | | | | | | | | |
|-----------------------|--|-----|-----|-----|-----|-----|-----|-----|-----|-----|-----|-----|
| | En | Feb | Mar | Abr | May | Jun | Jul | Ago | Sep | Oct | Nov | Dic |
| 50 | 10 | 8 | 5 | 4 | 3 | 1 | 0 | 0 | 2 | 4 | 7 | 9 |
| 55 | 11 | 9 | 6 | 5 | 3 | 1 | 0 | 0 | 2 | 4 | 8 | 10 |
| 60 | 15 | 13 | 9 | 7 | 3 | 1 | 0 | 0 | 2 | 5 | 10 | 14 |
| 65 | 18 | 16 | 11 | 8 | 4 | 1 | 0 | 0 | 2 | 6 | 12 | 17 |
| 70 | 22 | 19 | 13 | 9 | 4 | 1 | 0 | 0 | 2 | 7 | 14 | 20 |
| 75 | 23 | 20 | 14 | 9 | 4 | 1 | 0 | 0 | 3 | 7 | 15 | 21 |
| 80 | 35 | 33 | 24 | 16 | 8 | 3 | 0 | 0 | 4 | 12 | 20 | 30 |
| 85 | 43 | 40 | 29 | 19 | 9 | 3 | 0 | 0 | 5 | 16 | 25 | 38 |
| 90 | 44 | 40 | 29 | 19 | 10 | 3 | 0 | 0 | 6 | 16 | 26 | 38 |
| 95 | 45 | 41 | 29 | 19 | 10 | 3 | 0 | 0 | 6 | 16 | 27 | 39 |
| 100 | 45 | 41 | 29 | 19 | 10 | 3 | 0 | 0 | 6 | 16 | 27 | 39 |
| 105 | 47 | 42 | 30 | 20 | 11 | 4 | 0 | 0 | 6 | 17 | 29 | 42 |
| 110 | 49 | 43 | 30 | 20 | 11 | 4 | 0 | 0 | 6 | 17 | 31 | 44 |
| 115 | 55 | 49 | 33 | 22 | 11 | 4 | 0 | 0 | 8 | 20 | 36 | 50 |
| 120 | 66 | 58 | 39 | 22 | 11 | 4 | 0 | 0 | 9 | 24 | 44 | 61 |
| | Ju | Ago | Sep | Oct | Nov | Dic | Ene | Feb | Mar | Abr | May | Jun |
| | 1 | | | | | | | | | | | |
| | Mes (para hemisferio sur) | | | | | | | | | | | |

Datos adaptados de la Tabla 3, p. 1-19 del Carrier System Design Manual [1].

Mes (para hemisferio sur)

Datos adaptados de la Tabla 3, p. 1-19 del Carrier System Design Manual [1].

TABLA 7. Parámetros de flujo solar con cielo despejado para el hemisferio norte.

| MES | DIA | I_{on} | δ | A | B | C |
|--------|-----|--------------|----------|--------------|-------|-------|
| Y DIA | # | (BTU/h-sqft) | (deg) | (BTU/h-sqft) | | |
| | | | q | | | |
| Ene 21 | 21 | 448.8 | -20.0 | 390 | 0.142 | 0.058 |
| Feb 21 | 52 | 444.2 | -10.8 | 385 | 0.144 | 0.060 |
| Mar 21 | 80 | 437.7 | 0.0 | 376 | 0.156 | 0.071 |
| Abr 21 | 111 | 429.9 | 11.6 | 360 | 0.180 | 0.097 |
| May 21 | 141 | 423.6 | 20.0 | 350 | 0.196 | 0.121 |
| Jun 21 | 172 | 420.2 | 23.45 | 345 | 0.205 | 0.134 |
| Jul 21 | 202 | 420.3 | 20.6 | 344 | 0.207 | 0.136 |
| Ago 21 | 233 | 424.1 | 12.3 | 351 | 0.201 | 0.122 |
| Sep 21 | 264 | 430.7 | 0.0 | 365 | 0.177 | 0.092 |
| Oct 21 | 294 | 437.3 | -10.5 | 378 | 0.160 | 0.073 |
| Nov 21 | 325 | 445.3 | -19.8 | 387 | 0.149 | 0.063 |
| Dic 21 | 355 | 449.1 | -23.45 | 391 | 0.142 | 0.057 |

Datos de la Tabla 1, p. 27.3 del 1989 ASHRAE Hndbook of Fundamentals.

TABLA 8. Parámetros de flujo solar con cielo despejado para el hemisferio sur.

| MES Y DIA | DIA # | δ (deg) | A (BTU/h-sqft) | B | C |
|----------------------|------------------|--------------------------------------|---------------------------|----------|----------|
| Ene 21 | 21 | -20.0 | 390 | 0.207 | 0.136 |
| Feb 21 | 52 | -10.8 | 385 | 0.201 | 0.122 |
| Mar 21 | 80 | 0.0 | 376 | 0.177 | 0.092 |
| Abr 21 | 111 | 11.6 | 360 | 0.160 | 0.073 |
| May 21 | 141 | 20.0 | 350 | 0.149 | 0.063 |
| Jun 21 | 172 | 23.45 | 345 | 0.142 | 0.057 |
| Jul 21 | 202 | 20.6 | 344 | 0.142 | 0.058 |
| Ago 21 | 233 | 12.3 | 351 | 0.144 | 0.060 |
| Sep 21 | 264 | 0.0 | 365 | 0.156 | 0.071 |
| Oct 21 | 294 | -10.5 | 378 | 0.180 | 0.097 |
| Nov 21 | 325 | -19.8 | 387 | 0.196 | 0.121 |
| Dic 21 | 355 | -23.45 | 391 | 0.205 | 0.134 |

TABLA 9. Coeficientes de transmisión y absorción para el vidrio de referencia.

| j | a_j | t_j |
|----------|----------------------|----------------------|
| 0 | 0.01154 | -0.00885 |
| 1 | 0.77674 | 2.71235 |
| 2 | -3.94657 | -0.62062 |
| 3 | 8.57881 | -7.07329 |
| 4 | -8.38135 | 9.75995 |
| 5 | 3.01188 | -3.89922 |

TABLA 10. Cálculos de carga por iluminación para 12 horas.

| HORA | GANANCIA DE CALOR (BTU/h) | Q_0 | Q_1 | q_0 | q_1 |
|------|------------------------------|-------|-------|--------|--------|
| 1 | 10,000 | 5,500 | 0 | 10,000 | 0 |
| 2 | 10,000 | 5,770 | 5,500 | 10,000 | 10,000 |
| 3 | 10,000 | 6,024 | 5,770 | 10,000 | 10,000 |
| 4 | 10,000 | 6,262 | 6,024 | 10,000 | 10,000 |
| 5 | 10,000 | 6,487 | 6,262 | 10,000 | 10,000 |
| 6 | 10,000 | 6,697 | 6,487 | 10,000 | 10,000 |
| 7 | 0 | 1,396 | 6,697 | 0 | 10,000 |
| 8 | 0 | 1,312 | 1,396 | 0 | 0 |
| 9 | 0 | 1,233 | 1,312 | 0 | 0 |
| 10 | 0 | 1,159 | 1,233 | 0 | 0 |
| 11 | 0 | 1,090 | 1,159 | 0 | 0 |
| 12 | 0 | 1,024 | 1,090 | 0 | 0 |

TABLA 3.Valores típicos de reflectividad del suelo^a.

| TIPO DE SUPERFICIE | REFLECTIVIDAD^b |
|---------------------------|----------------------------------|
| CONCRETO NUEVO | 0.31 a 0.34 |
| CONCRETO VIEJO | 0.22 a 0.25 |
| HIERBA VERDE | 0.21 a 0.31 |
| PIEDRA | 0.20 |
| ASFALTO | 0.09 a 0.12 |

a - Del 1989 ASHRAE Handbook of Fundamentals, Tabla 12, p. 27.14

b- Varía con el ángulo de incidencia

14 DISEÑO DEL SISTEMA DE TUBERIAS Y SELECCION DE LA BOMBA

El sistema de tuberías utilizadas para suministrar el agua helada a cada una de las unidades ventiladores-serpentín desde las unidades enfriadoras o chillers, opera como un circuito cerrado donde se instala un sistema de bombeo para impulsar la sustancia de trabajo.

Este fluido al moverse a través de las tuberías sufrirá pérdidas de energía (convertidas en calor) como resultado del trabajo para contrarrestar la fricción. La cantidad de caída de presión o pérdida de carga sufridas por un fluido resultante de la fricción y la turbulencia del movimiento a través del conducto varía de acuerdo a diferentes factores:

- La viscosidad y la gravedad específica del fluido.
- La velocidad del fluido.
- La rugosidad de la superficie interna.
- La longitud del tubo.
- El diámetro del tubo.

Las pérdidas de presión se pueden expresar en Lb/pulg² o en pies de columna de agua, por ejemplo; se pueden determinar usando la ecuación

de Darcy Weybach (con ayuda del Diagrama de Moody) o mediante las fórmulas y Nomogramas de Hazen Williams.

El material de fabricación de las tuberías es muy importante; la red hidráulica puede instalarse usando tuberías de cobre, acero o P.V.C. El tipo se selecciona dependiendo de las presiones y velocidades que desarrolle el fluido circulante.

En esta instalación se seleccionó tuberías fabricadas en P.V.C. por las siguientes ventajas:

- Resistencia al óxido y a la corrosión.
- Resistencia a incrustaciones.
- Pérdidas de presión hidráulica reducidas al mínimo.
- Auto-extinguible.
- Superficies internas muy lisas.
- Economía en su costo, instalación y mantenimiento.

15.1 CARGA TOTAL DE BOMBEO

15.2.1 Parámetros de cálculo.

Esta carga sería la suma de la carga estática y la carga de fricción.

Como en el sistema de tuberías existen varios circuitos cerrados de circulación, se tiene en cuenta que:

- No habrá carga estática desbalanceada, debido a que el fluido en un lado del sistema balancea al fluido que se tiene en las líneas del otro lado.

- La carga de bombeo se calcula tomando el circuito en el que se tenga la mayor caída de presión. En este caso corresponde al ilustrado en la Figura 31, y va desde la conexión del último chillers (UEA 5) hasta el Fan-coil de las secretarías ubicado en el primer piso.

- Para evitar erosión en la tubería así como niveles de sonido excesivos en la circulación del agua fría, se toma la velocidad en un rango comprendido entre 4 a 7 ft/s, siendo 5 ft/s la velocidad recomendada por la A.S.H.R.A.E.

15.2.3 Procedimiento.

Con los valores de caudal y velocidad establecidos se califican las pérdidas de carga a través de la tubería P.V.C. así.

- Para un caudal menor de 5 GPM se utiliza la fórmula de Hazen Williams:

$$J = 2,083 \times \left(\frac{100}{C}\right)^{1.89} \times \frac{Q^{1.85}}{D^{4,8655}}$$

Donde:

J = Pérdida de carga en pies por 1000 pies de longitud de tubería
recta

C = Coeficiente de fricción (C = 150) depende del tipo de tubería

Q = Flujo en galones por minuto, determinados en la unidad anterior

D = Diámetro interno real de la tubería, en pulgadas se calcula
para una velocidad de 5 ft/s de acuerdo con la fórmula;

$$D = \left(\frac{4Q}{\pi V} \right)^{1/2}$$

- El nomograma de Hazen Williams mostrado en el Anexo 13, se utiliza para caudales mayores. La pérdida en un tramo de tubería recta se calcula multiplicando el valor de la pérdida determinada en el Nomograma por la longitud recta de la tubería.

- Para accesorios y válvulas se aplica el criterio de la "longitud equivalente". En las Tablas del Anexo 14, se da una lista de longitud de tubo recto para varias uniones y válvulas. Para contracciones o uniones de 2 tuberías de diferente diámetro se calcula el valor de la pérdida en pies de agua con la ecuación:

$$h_f = K \times \frac{V^2}{2g}$$

Donde:

h_f = Pérdida de la unión de pies.

V = Velocidad en ft/s²

K = Coeficiente de resistencia;

$$K = \frac{\quad}{\beta^4}$$

Siendo $\beta = \left(\frac{D_1}{D_2}\right)^2$ Ver Anexo 15 para $\theta = 180^\circ$

Los valores de pérdidas calculadas para estos accesorios se encuentran contenidos en la Tabla 20.

- Otra forma es sumando la longitud equivalente de las uniones a la longitud real del tubo, obteniéndose la "longitud equivalente total". Esta longitud se multiplica por el valor de la pérdida determinado en el nomograma, dando éste el valor de pérdida por fricción.

Los cálculos de las pérdidas por fricción del sistema se muestran en la Tabla 21.

Conocida estas pérdidas, se determina la caída de presión a través del Fan-coil y del chillers, valores obtenidos por catálogos. (Anexo 12); siendo:

Chillers 10 Ton/R 9.6 ft

Fan-coil 1.5 Ton/R 9.2 ft

Luego, la altura manométrica total a desarrollar por la bomba se determina con la ecuación

$$H_f = H_{Tub} + H_{Eq}$$

H_f = Pérdida total del sistema en ft

H_{Tub} = Caída de presión en la longitud equivalente total en ft

H_{Eq} = Caída de presión en los equipos

Reemplazando:

$$H_f = 85.55 + 18.8 \text{ ft}$$

$$H_f = 104.35 \text{ ft}$$

Para un caudal total de 126 G.P.M. y cabeza total calculada, se selecciona en las curvas del Anexo 16, la bomba que presenta las siguientes características:

Marca: I.H.M.

Tipo: 20 A Hy-FLO centrífuga

Potencia del motor: 5 Hp

R.P.M. : 3500

15.3 CARACTERÍSTICAS GENERALES DE LA INSTALACION

En el plano 4, se muestra dos detalles de conexión del sistema de bombeo y del tanque de expansión. El filtro se coloca a la entrada de la instalación para proteger la bomba y los accesorios de suciedades e incrustaciones que no puedan bloquearse en el tanque de expansión.

En esta instalación se conectan 5 unidades enfriadoras a la misma línea de suministro presentándose problemas en la regulación del caudal necesario para cada uno de ellos (25 G.P.M.).

Para evitarlo se toman las siguientes consideraciones:

- Ubicación de una válvula de control en la línea de alimentación principal. Esta, regula el caudal total que debe suministrar la bomba.

- Instalación de válvulas de globo en las derivaciones a cada enfriador.

- Todos los colectores y ramificaciones deben ser iguales en cada chillers. Ver detalle, plano 4.

- La velocidad en la línea principal y en las ramificaciones debe estar dentro del rango de 4 a 7 ft/s.

- La línea principal de suministro se prolonga 1 ft después de la última derivación.

16 SELECCION DE AISLAMIENTOS PARA TUBERIA DE AGUA Y CALCULO DE SU ESPESOR

17.1 SELECCION DE AISLAMIENTOS

La energía térmica se transfiere de un lugar a otro por tres mecanismos diferentes: conducción, convección y radiación.

En la teoría del diseño del aislamiento, el objetivo es minimizar la contribución de cada uno de esos mecanismos en la forma más eficiente y más económica. Conforme varían las temperaturas, también varía la importancia relativa de cada mecanismo de transferencia, lo cual ocasiona que haya diferentes tipos de aislamientos adecuados para las diversas aplicaciones.

En los sistemas de refrigeración, ventilación y acondicionamiento de aire, los productos de uso más frecuente son el vidrio celular, la fibra de vidrio y los plásticos de poliuretano. Las barreras contra vapores son importantes para todas las instalaciones a temperaturas inferiores a la del ambiente, porque sellan el aislamiento para evitar el retorno de aire y vapor de agua a las células que lo componen.

El plástico de poliuretano expandido es el producto de uso principal para trabajo con agua enfriada y frecuentemente se utiliza en cubiertas premoldeadas o cañuelas como forma rápida y eficiente a aislar la gran variedad de diámetros de tubería, conexiones y accesorios existentes; por esta razón se seleccionó para ser empleado en el sistema de tuberías. La conductividad térmica de este material es 0.17 Btu/hr-ft²-°F por pulgada de espesor.

17.3 CALCULO DEL ESPESOR CRITICO

Si se considera un tubo con capas sucesivas de aislamiento cilíndrico como el que se muestra en la Figura 32, la máxima pérdida de calor ocurre cuando $r = r_c$.

Es decir, la máxima pérdida de calor por una tubería tiene lugar cuando el radio crítico, es igual a la razón de la conductividad térmica del aislante al coeficiente de superficie de transferencia de calor.

Entonces

$$r_c = \frac{K}{h_{prom}}$$

Donde:

r_c = Radio crítico de aislamiento

K = Conductividad térmica del aislamiento

h_{prom} = Coeficiente convectivo de transferencia de calor promedio del
aire

El h_{prom} se calcula mediante la fórmula

$$h_{prom} = \frac{(N_{uprom}) \times K_1}{L}$$

Donde:

N_{uprom} = Gradiente de temperatura promedio adimensional del aire
llamado número de Nusell

K_1 = Conductividad térmica del aire

L = Longitud de la tubería, ft

Ahora,

$$N_{uprom} = 0.59 (R_{al})^{0.25}, \text{ si } 10^4 < T_{al} < 10^9$$

$$N_{uprom} = 0.1 (R_{al})^{0.25}, \text{ si } 10^9 < R_{al} < 10^{12}$$

Donde:

R_{al} = Número de Rayleigh

Este valor se calcula mediante la fórmula

$$R_{al} = G_R \times P_R$$

Donde:

G_R = Número de Grashof

P_r = Número de Prandlt

En número de Grashof se obtiene de la siguiente ecuación

$$G_r = \frac{g \times \beta \times L^3 \times \Delta T}{\gamma^2}$$

Donde:

g = aceleración gravitacional, 32.2 ft/seg²

β = coeficiente de expansión térmica

ΔT = Diferencia de temperatura

γ^2 = Viscosidad cinemática a la temperatura fílmica.

Como $\beta = \frac{1}{T_\infty}$

Donde:

T_∞ = Temperatura absoluta del aire

$$T_\infty = 90^\circ\text{F} = 550^\circ\text{R}$$

$$\beta = \frac{1}{550^\circ\text{R}} = 1.818 \times 10^{-3} \text{ 1/}^\circ\text{R}$$

$$\Delta T = T_\infty - T_w = 90 - 45 = 45^\circ\text{F}$$

$$\text{Ahora } T_f = \frac{T_\infty + T_w}{2} = \frac{90 + 45}{2} = 67.5^\circ\text{F}$$

Del Anexo 17 se obtiene que la viscosidad cinemática del aire a 67.5°F es de

$$r = 1.65 \times 10^{-4} \text{ ft}^2/\text{seg}$$

Entonces

$$G_r = \frac{32.2 \times 1.818 \times 10^{-3} \times 1^3 \times 45}{(1.65 \times 10^{-4})^2}$$

$$G_r = 96.76 \times 10^6$$

El número de Prandtl se toma de la Tabla 22 y su valor es de $P_r = 0.74$

$$R_{al} = 96.76 \times 10^6 \times 0.74$$

$$R_{al} = 71.6 \times 10^6$$

Como este valor es mayor que 10^4 y mayor que 10^9 ,

$$N_{uprom} = 0.59 \times (71.6 \times 10^6)^{0.25}$$

$$N_{uprom} = 54.27$$

La conductividad térmica del aire a 67.5°F es $K_1 = 0.014848$

Este valor fue obtenido por interpolación en el Anexo 18.

$$h_{prom} = \frac{54.27 \times 0.014848}{1}$$

$$h_{prom} = 0.80 \text{ BTU/hr-ft-}^\circ\text{F}$$

Entonces el radio crítico será

$$r_{crit} = \frac{0.17}{0.80}$$

$$r_{crit} = 0.2125 \text{ ft} _ 2.50 \text{ pulg}$$

El espesor crítico de aislamiento es igual al radio crítico menos el radio exterior de la tubería;

$$e = r_{\text{crit}} - r_{\text{ext}}$$

En la Tabla 23 se aprecian los diferentes espesores recomendados para los diversos diámetros de tubería empleados en el sistema.

TABLA 23. Espesor del aislante.

| DIA (in) | r_{EXT} (in) | e (in) |
|---------------------------|---------------------------------------|-------------------------|
| 1/2 | 0.25 | 2 |
| 3/4 | 0.375 | 2 |
| 1 | 0.5 | 2 |
| 1 1/2 | 0.75 | 2 |
| 2 | 1 | 1 1/2 |
| 3 | 1.5 | 1 1/2 |

Los espesores calculados son llevados a los espesores comerciales disponibles en el mercado para este tipo de aislante.

TABLA 21. Cálculos de las pérdidas por fricción en cada tramo del circuito de tuberías de agua fría.

| TRAMO | CAUDAL G.P.M. | DIAMETRO (Pulg) | LONGITUD (ft) | ACCESORIOS | LONGITUD EQUIVALENTE (ft) | LONGITUD EQUIVALENTE TOTAL (ft) | PERDIDA DE FRICCIÓN (Hf/100 ft) | CABEZA DE FRICCIÓN (ft) |
|------------------|---------------|-----------------|---------------|--|---------------------------|---------------------------------|---------------------------------|-------------------------|
| 0-A | 3.6 | 1/2" | 3.28 | 5 Tees 2 codos 90° 2 valv comp | 3.0 1.6 0.7 | 22.88 | 306 | 7.00 |
| A-B | 3.6 | 1/2" | 29.96 | 2 Tees 4 1/2" | 3.0 | | 306 | 10.7 |
| B-C | 7.2 | 3/4" | 22.99 | 2 Reduc 4 3/4"-1/2" 2 codos 90° 2 Tees 3/4" | 1.0 2.0 4.0 | 36.999 | 160 | 5.9194 |
| C-D | 9.6 | 3/4" | 23.6 | 2 Tees 3/4" | 4.0 | 31.6 | 262 | 8.28 |
| D-E | 10.8 | 1" | 23.62 | 2 Reduc 1-3/4" 2 Tees 1" | 0.7 5.0 | 35.02 | 80 | 2.8 |
| E-F | 13.2 | 1" | 26.24 | 2 Tees 1" | 5.0 | 36.24 | 116 | 4.2 |
| F-G | 14.4 | 1" | 5.904 | 2 Tees 1" | 5.0 | 15.094 | 137 | 2.067 |
| G-G1 | 24 | 1 1/2" | 4.92 | 2 Tees 1 1/2" 1 codo 90° 21 Reduc 1 1/2"-1" 2 valv comp. | 8.0 4.0 --- 1.8 | 28.52 | 48.9 | 2.486 |
| G1-H | 24 | 1 1/2" | 25.58 | 2 codos 90° | 4.0 | 33.58 | 48.9 | 1.64 |
| H-I | 49.2 | 2" | 25.58 | 2 Tees 2" 2 Reduc 2"-1 1/2" | 10 --- | 45.58 | 455 | 2.6 |
| I-J | 80.4 | 2" | 39.36 | 2 Tees 2" 2 codos 90° | 10.0 5.0 | 69.36 | 115 | 7.98 |
| J-K | 98.4 | 3" | 0.82 | 1 Tee 3" 1 Reduc 3"-2" | 15.0 ---- | 15.82 | 25 | 0.941 |
| K-L _s | 126 | 3" | 6.724 | 2 Tees 3" 1 Valv globo | 30 84 3.2 | 164.7 | 45 | 7.4115 |

| | | | | | | | | |
|-------------------|-----|----|-------|------------|------|--------|----|---------|
| | | | | 1 Valv 3" | 40 | | | |
| | | | | comp. | 7.5 | | | |
| | | | | Filtro | | | | |
| | | | | 1 codo 90° | | | | |
| L _s -M | 126 | 3" | 3.28 | 1 Valv | 84 | 99 | 45 | 4.455 |
| | | | | Globo | 15 | | | |
| | | | | 1 Tee 3" | | | | |
| M-N | 126 | 3" | 8.86 | 2 Tees 3" | 15.0 | 53.86 | 45 | 2.423 |
| | | | | 2 codos | 7.5 | | | |
| | | | | 90° | | | | |
| N-O | 101 | 3" | 2.95 | 1 Tee 3" | 15.0 | 17.952 | 25 | 0.4488 |
| 0-P | 76 | 3" | | 1 Tee 3" | 15.0 | 20.477 | 15 | 0.3071 |
| | | | 5.477 | | | | | |
| P-Q | 51 | 3" | | 1 Tee 3" | 15.0 | 18.936 | 8 | |
| | | | 3.936 | | | | | 0.15148 |

CONTINUACION TABLA 21.

| TRAMO | CAUDAL G.P.M. | DIAMETRO (Pulg) | LONGITUD (ft) | ACCESORIOS | LONGITUD EQUIVALENTE (ft) | LONGITUD EQUIVALENTE TOTAL (ft) | PERDIDA POR FRICCIÓN (Hf/100 ft) | CABEZA DE FRICCIÓN (ft) |
|-------|---------------|-----------------|---------------|---|---------------------------|---------------------------------|-----------------------------------|-------------------------|
| Q-R | 25 | 1 1/2" | 8.036 | 1 Reduc 3"-1 1/2" 1 codo 1/2" 1 Valv Globo 1 1/2" 3 Tees 1 1/2" 1 Tee 3" | 4.0 43 8.0 15 | 94.036 | 55 | 7.503 |
| S-T | 25 | 3" | 5.412 | 1 Valv comp. 1 1/2" 3 Tees 1 1/2" | 1.8 8.0 | 31.212 | 55 | 1.716 |
| T-U | 51 | 3" | 7.708 | 1 Reduc 3"-1 1/2" 1 Tee 3" | 15.0 | 22.708 | 8 | 2.513 |
| U-V | 76 | 3" | 0.754 | 1 Tee 3" | 15.0 | 15.754 | 15 | 0.236 |
| V-WW | 101 | 3" | 8.364 | 1 Tee 3" | 15.0 | 23.364 | 25 | 0.5841 |
| W-X | 126 | 3" | 2.361 | 1 Tee 3" | 15.0 | 17.361 | 45 | 0.7812 |
| X-Y | 98.4 | 3" | 1.7056 | 1 Tee 3" | 15.0 | 16.7 | 25 | 0.4176 |
| | | | | | | | Caída de 85.5511 presión Total | |

TABLA 20. Factor "K" y pérdidas por fricción en accesorios y uniones no estandarizadas.

| REDUCCION | K | PERDIDAS (ft) |
|------------------|----------|--------------------------------|
| 1 1/2" - 1 1/4" | 0.3168 | 0.123 |
| 2" - 1 1/2" | 0.691 | 0.268 |
| 3" - 2" | 1.406 | 0.546 |
| 3 - 1 1/2" | 6 | 2.331 |
| 1 1/2" - 1" | 1.406 | 0.546 |

18 PLAN DE MANTENIMIENTO PREVENTIVO PARA EL SISTEMA

Un buen programa de mantenimiento equivale a economizar dinero. Las inspecciones de los equipos enfriadores de agua, Fan-coils, red hidráulica y centrales deben hacerse mensualmente. Cuando se lleve a cabo este plan de mantenimiento comiencese primero con la unidad enfriadora de agua.

19.1 UNIDAD ENFRIADORA DE AGUA

Las actividades a ejecutar son las siguientes:

- Limpiar el área que circunda a la unidad 3 pies a la redonda.
- Las bobinas de los ventiladores debe lubricarse ligeramente usando spry limpiacontactos para proteger el devanado, limpiarlo y evitar que se vayan a tierra.
- Los rodamientos y bujes del motor deben lubricarse utilizando aceite CAPELLA WF 68. Esta actividad puede hacerse cada mes o trimestralmente.
- Chequeo de cables y conexiones eléctricas. Verificar que estén limpios.
- Verificar una vez por semana la mirilla de refrigerante para comprobar la carga y nivel de humedad. Es imprescindible chequear que no se presenten fugas en el equipo.
- Revise la mirilla de aceite una vez por semana, para comprobar el nivel y estado del aceite del compresor.

El nivel de aceite debe estar a la mitad de la mirilla. Si es necesario agregar aceite éste debe ser del mismo tipo.

- Chequear el estado del aceite al compresor haciendo prueba de acidez y humedad. Generalmente en los equipos existe un elemento llamado Meguell, el cual se dispara dando una señal cuando el aceite está muy ácido o húmedo. Procédase a realizar el cambio inmediatamente cuando suceda.
- Chequear mensualmente los equipos de control, presostatos de aceite, de baja y de alta.
- Los rodamientos de motores deben cambiarse cada 6 meses.
- Lavado de hélices de los ventiladores.
- Limpieza interna y externa del serpentín. La limpieza externa se hace con agua y la externa con una solución de soda cáustica en agua inyectada a presión. Se enjuaga con agua para evitar que se corroan los tubos.
- Chequear semanalmente el voltaje y amperaje de motores.

19.3 UNIDAD VENTILADOR-SERPENTIN (Fan-coil)

- Limpieza de los filtros mensualmente con agua a presión.

- Chequeo semanal de amperaje y voltaje del motor.
- Limpieza del blower usando una brocha y agua únicamente.
- Lavado del serpentín usando una solución de soda cáustica y agua mezclados en proporción de 1 a 20 respectivamente. Con una pistola se inyecta a presión durante 25 minutos en el interior de los tubos y luego se enjuaga con agua y FAB utilizando una bomba de 30 a 40 Lbs de presión.
- Protección del devanado del motor aplicando con spray una fina capa de desplazador de humedad.
- Verificar que los rodamientos donde se apoya el motor no estén desgastados lubricarlos con CAPELLA WF 68.
- Se recomienda mensualmente purgar o desairar el sistema, el cual produce una baja en la eficiencia de enfriamiento.
- Lavado de drenaje usando agua a presión para remover las incrustaciones.
- Lavado de bandejas de condensado donde se generan algas y óxido que provocan obstrucción.
- Limpieza de la válvula de 3 vías. Es un elemento hermético, cuando se daña se cambia.

19.5 TERMOSTATO

Debe revisarse en cuanto al nivel y en cuanto a la perpendicularidad, sea cuadrado o redondo. Chequear el ajuste de las bases, las cuales tienden a aflojarse y a desajustar la calibración. Esto puede suceder por vibraciones o cuando se hace mucho uso del mismo.

19.7 RED HIDRAULICA

- Limpieza interior de la tubería usando un desincrustante para evitar que se acumule mucho sucio en el enfriador o Barrel.
- Verificar el adecuado funcionamiento de los controles de presión y temperatura. De ellos depende que el aislante se dañe al variar cualquiera de los parámetros.
- Chequeo de fugas en la línea. Estas deben ser mínimas y en lo posible se deben evitar para proteger el aislante.
- Limpieza de filtros cada 6 meses. Cambio de mallas o limpieza de las mismas.
- Limpieza mensual del tanque de expansión, lavado con agua únicamente o detergente no corrosivo.
- Lubricación con grasa de válvulas y calibrado a caudal constante establecido en el sistema.

19.8.1 Sistema de bombeo.

Las actividades más comunes a realizar son:

- Chequeo de la alineación. La unidad debe operar con un desalineamiento máximo de 0.003". La operación con desalineamientos mayores puede ocasionar desgastes excesivos de bujes y cojinetes.

- Cambio de empaquetaduras.
- Inspección periódica de la caja de la bomba y el impulsor según las condiciones de servicio. De ser necesario quitar materias extrañas y obstrucciones. Cerciórese que los huecos del impulsor estén libres.
- Lubricación de cojinetes con el aceite adecuado.
- Limpieza del motor, análisis del calentamiento.
- Revisión y prueba de manómetros.

19.9 LOCALIZACION DE FALLAS

Las fallas más comunes en estos sistemas y sus causas se listan en la Tabla 24.

TABLA 24. Localización de fallas en el sistema de acondicionamiento de aire.

| FALLA | CAUSA | CORRECCION |
|--|---|---|
| El compresor de la unidad enfriadora no arranca. | <ul style="list-style-type: none"> - Falta de refrigerante - Exceso de refrigerante - Falla de la presión de aceite - Obstrucciones en el circuito de refrigeración - Flujo de agua helada bajo o interrumpido - Válvulas de servicio cerradas en el circuito | <ul style="list-style-type: none"> - Asegúrese que las 3 líneas estén energizadas y el voltaje sea 220 entre fases - Revise el interruptor principal y cerciórese que esté en la posición adecuada. - Revise la temperatura de entrada de agua al evaporador, ya que si ésta es igual o inferior a la fijada en el termostato, el compresor no tiene necesidad de funcionar. |
| El agua no sale a la temperatura deseada y el compresor permanece prendido a máxima carga continuamente. | <ul style="list-style-type: none"> - Chiller conectado para una capacidad mayor de carga. - Falta de refrigerante en el sistema o fuga en el circuito. | <ul style="list-style-type: none"> - Asegúrese que no se ha conectado la unidad enfriadora a una carga mayor de la diseñada inicialmente. - Retire el protector a la mirilla de la línea de refrigerante y observe si pasan burbujas estando el compresor en funcionamiento. |
| Las luces del panel de control no prenden al abrir el switch principal. | <ul style="list-style-type: none"> - Fusibles fundidos. - Instalación invertida. | <ul style="list-style-type: none"> - Revise que haya corriente en las 3 fases. - Revise el fusible y cámbielo. - Cerciórese que la línea de neutro esté bien instalada. |
| El agua no sale del evaporador a la temperatura deseada. | <ul style="list-style-type: none"> - Mala graduación del termostato. - El tubo | <ul style="list-style-type: none"> - Revise la graduación en el termostato dentro de la caja de |

| | | |
|--|---|--|
| | capilar presenta control. | |
| | roturas o estrangulaciones . | - Inspeccione el tubo capilar que sale del termostato y va hasta la entrada de agua al evaporador. |
| El compresor se apaga por circuito de seguridad en horas de máxima temperatura o carga de operación. | - Alta presión de condensación. - Tubos del condensador por agua o serpentín obstruidos. - Flujo de agua insuficiente. - Carga excesiva de refrigerante. | - Revise con un manómetro. La presión debe ser máximo de 220 psig, equivalente a una temperatura de 20 a 25°F por encima de la entrada del agua de condensación. |
| Línea de líquido fría o congelada después del filtro secador. | - Obstrucción de filtro. | - Cambio de filtro. |
| Bomba no suministra agua. | - La bomba no está cebada, no hay agua suficiente en el circuito. - El impulsor o la tubería están obstruidos. - El impulsor gira en sentido contrario al correcto. | - Verifique la corrección del motor con la línea de energía eléctrica. - Inspeccionar la tubería, filtro y el impulsor. |

CONCLUSIONES

En el cálculo de la carga térmica de un espacio a acondicionar es esencial realizar el análisis de la variación que se presenta en la ganancia de calor del recinto a través del tiempo o flujo de calor transitorio. Este factor establece los parámetros de operación y funcionamiento de los equipos de enfriamiento, de tal forma que es determinante en la selección de aquellos que son más económicos y operan con alta eficiencia.

El E20-II es un programa que permite realizar simulaciones climáticas de cualquier lugar del planeta al adaptarse a las condiciones ambientales existentes, esto permite que los resultados arrojados sean ágiles y precisos.

El adecuado funcionamiento del sistema de acondicionamiento de aire depende del buen mantenimiento y control de parámetros que se le haga al equipo, así como del cumplimiento de las especificaciones de diseño recomendadas por la A.S.H.R.A.E.

Tanto los ejecutores del proyecto como la Corporación Universitaria Tecnológica de Bolívar adquirieron gran experiencia en este trabajo;

no sólo por profundizar en conocimiento del área de estudio, si no por la oportunidad de mostrar los resultados al resto de la comunidad estudiantil. La institución da un gran paso, al dejar de depender de las compañías especializadas del mercado y tener autonomía para diseñar e instalar sus propios sistemas de acondicionamiento de aire.

Teniendo una visión más amplia, la institución al colocar en funcionamiento este programa, activa una herramienta con lo cual puede acercarse a la comunidad y prestar servicios de asesoría e interventoría en proyectos de este tipo tanto a nivel industrial como comercial.

Actualmente el sistema está funcionando correctamente dentro de los parámetros establecidos, brindando confort a las personas que hacen uso de las instalaciones del Bloque C. Ver fotos de secuencia de montaje, Bloque C.

BIBLIOGRAFIA

AMERICAN SOCIETY OF HEATING, REFRIGERATING AND AIR CONDITIONING ENGINEERS (ASHRAE). Applications, Ed. George Banta Co-Inc, Wisconsin, 1989.

AMERICAN SOCIETY OF HEATING, REFRIGERATING AND AIR CONDITIONING ENGINEERS (ASHRAE). Handbook of Fundamentals, Ed. George Banta Co-Inc, Wisconsin, 1989.

CARRIER INTERNATIONAL LIMITED. Manual de aire acondicionado, 1 Ed., España, Marcombo S.A., 1992.

CARRIER AIR CONDITIONING COMPANY. System Design Manual. 9 Ed., New York, 1992.

DOSSAT, Roy J. Principios de refrigeración. 1 Ed., México, Editorial Continental S.A., 1980.

CARRIER SOFTWARE SYSTEMS. E20-II, User's Guide. USA, carrier corporation, 1993.

LEWIS, Samuel R. y BUEGESS H., Jennings. Aire acondicionado y refrigeración. 6 Ed., México. Mc Graw Hill, 1984.

KARLEKAR, B.V. y DESMOND R.M. Transferencia del calor. 2 Ed. México. Mc Graw Hill, 1985.

STREETER, Victor y WYLLE, Benjamín. Mecánica de los fluidos. 8 Ed. México. Mc Graw Hill, 1988.

CRANE GARCIA, Clement. Flujo de fluidos en válvulas, accesorios y tuberías. México, Mc Graw Hill, 1989.

MCNAUGHTON, KENNETH J. Bombas, selección, uso y mantenimiento. México, Mc Graw Hill, 1992.

Manual de Mantenimiento Industrial. 1 Ed., México, Mc Graw Hill, 1989.

RESUMEN

Este trabajo es la culminación de un proyecto emprendido por estudiantes, profesores y directivos de la Corporación Universitaria Tecnológica de Bolívar buscando la solución a tres necesidades básicas:

- Instalar un sistema de acondicionamiento de aire en el edificio destinado para administración y post-grado.

- Mostrar a la comunidad general que en la institución se cuenta con la capacidad y los conocimientos suficientes para ofrecer una nueva área de estudio; la tecnología en refrigeración y aire acondicionado.

- Poner en operación el software especializado de la Carrier Corporation adquirido con el objeto de ser una herramienta tanto de estudio como de trabajo, manteniendo a la universidad a la vanguardia en adelantos técnicos.

A pesar de no ser éste el primer proyecto en su área, es uno de los más importantes por su envergadura y por el carácter didáctico que se le ha dado. Al analizar su contenido se aprecian tres partes

principales.

Los primeros tres capítulos muestran una visión general sobre el acondicionamiento de aire, con temas tales como componentes del sistema de refrigeración, características, aplicaciones y procedimientos básicos para la ejecución de un proyecto de acondicionamiento de aire. La información tratada en esta parte viene apoyada por numerosos esquemas, gráficos y tablas que facilitan el acceso a cualquier dato que el Ingeniero proyectista requiera cuando esté investigando.

En la segunda parte comprendida por los capítulos 4 y 5, se analiza el software empleado en el diseño del sistema de acondicionamiento. La transferencia de calor a través del tiempo o flujo de calor transitorio es explicado en forma clara utilizando el método de la "función transferencia"; con esto se persigue entender la variación de la carga a desalojar de un espacio en un intervalo determinado. Esta información se completa con los manuales del programa para lograr una fácil comprensión de los principios fundamentales que rigen su operación y por consiguiente, mejor aprovechamiento por parte de estudiantes y diseñadores.

La tercera y última parte, conformada por los capítulos restantes contiene las memorias de cálculo del sistema que se muestran en las impresiones arrojadas por el programa, tablas de resultados, diagramas y figuras; cada una va acompañada por la explicación

correspondiente, así como el detalle de los pasos usados en los cálculos, logrando el sentido didáctico que se plantea obtener inicialmente.

TABLA 14. Niveles de actividad de las personas y ganancia de calor.

| NIVEL DE ACTIVIDAD | GANANCIAS DE CALOR (BTU/hr/PERSONA) | | GANANCIAS DE CALOR (W/PERSONA) | |
|--------------------|-------------------------------------|---------|--------------------------------|---------|
| | SENSIBLE | LATENTE | SENSIBLE | LATENTE |
| Sentado | 230 | 120 | 67.4 | 35.2 |
| Descansando | 245 | 205 | 71.8 | 60.1 |
| Trabajo de oficina | 280 | 270 | 82.1 | 79.1 |
| Trabajo sedentario | 295 | 455 | 86.5 | 133.4 |
| Trabajo medio | 525 | 925 | 153.9 | 271.1 |
| Trabajo pesado | | | | |

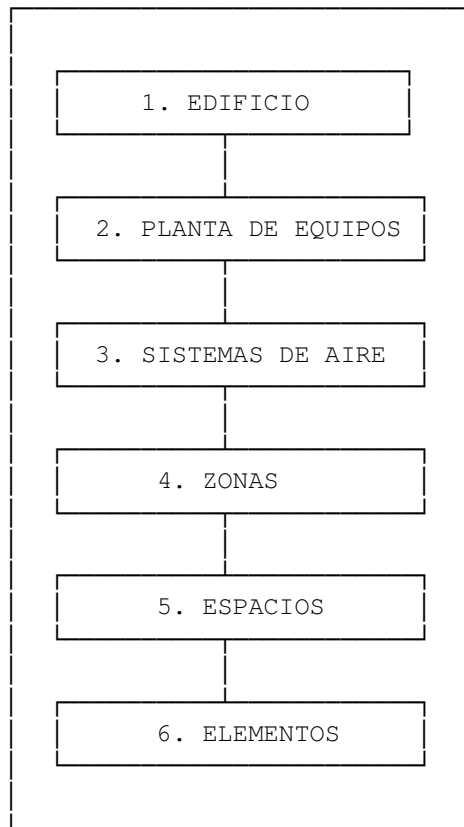
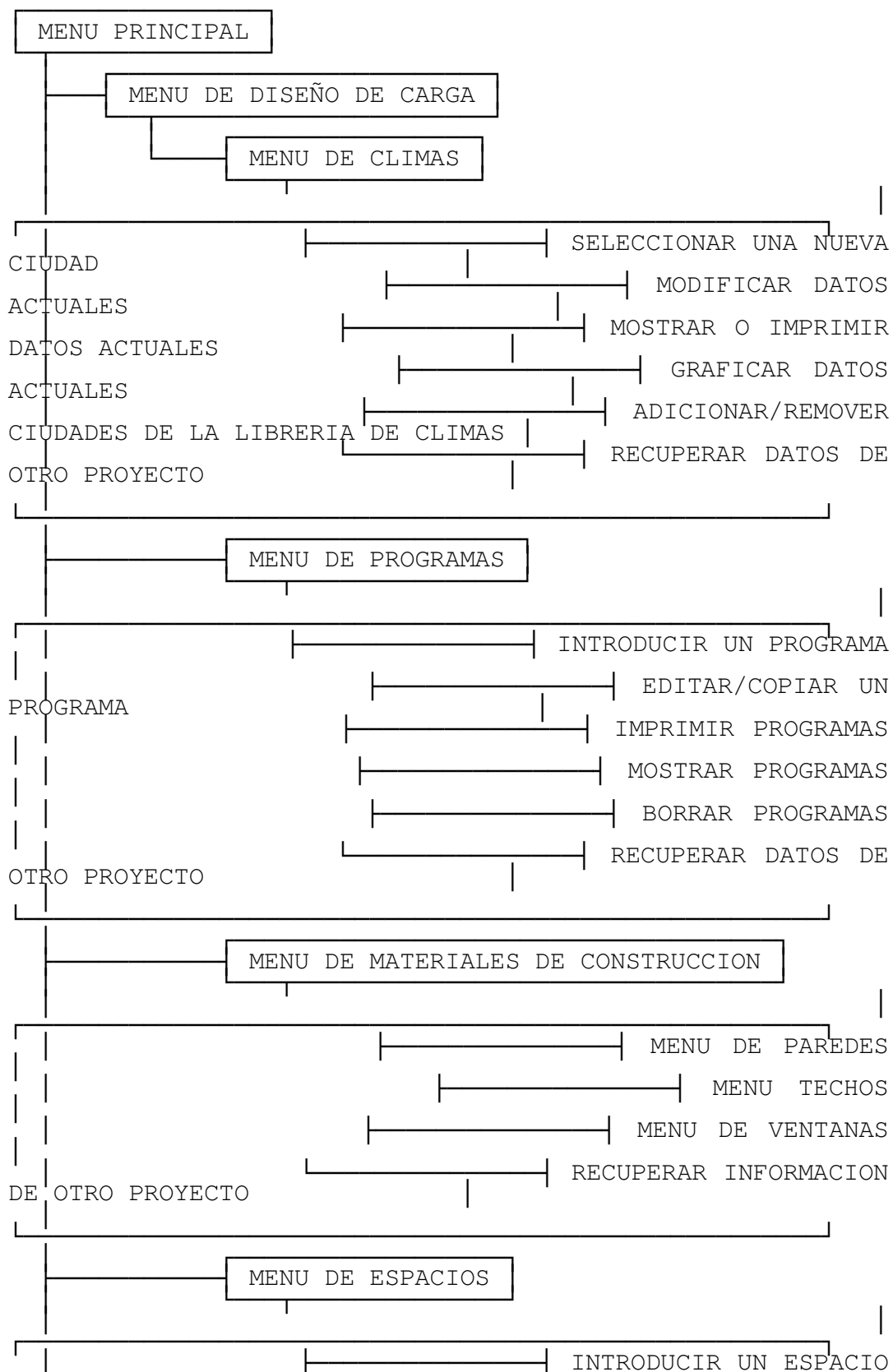


FIGURA 11.

TABLA 22. Números de Prandtl para gases.

| GAS | $\frac{C_p}{K}$ |
|---------------------------|-----------------------------------|
| Aire | 0.74 |
| Amoniaco..... | 0.78 |
| Bióxido de azufre..... | 0.80 |
| Bióxido de carbono..... | 0.84 |
| Etileno..... | 0.83 |
| Hidrógeno..... | 0.74 |
| Metano..... | 0.79 |
| Monóxido de carbono..... | 0.74 |
| Nitrógeno..... | 0.74 |
| Oxígeno..... | 0.74 |
| Sulfuro de hidrógeno..... | 0.77 |
| Vapor de agua..... | 0.78 |



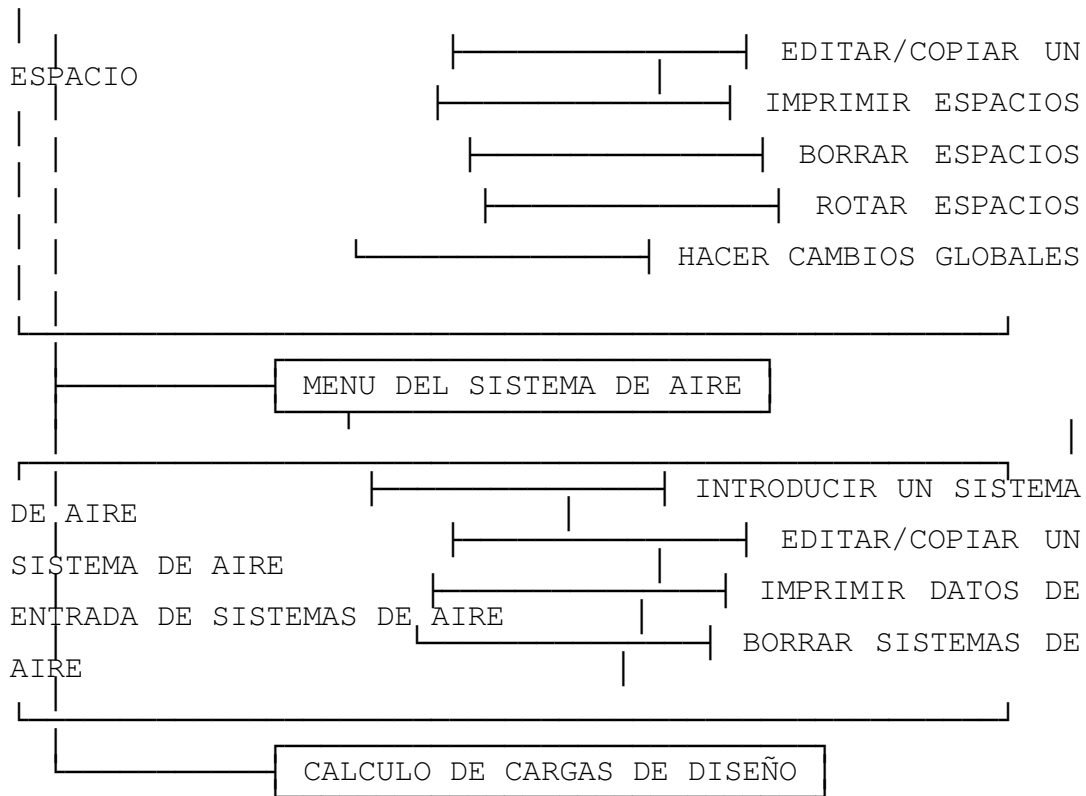


FIGURA 10. Carta General de Menús.

