

2ej. 10



# Universidad Nacional Autónoma de México

Facultad de Química

TITULO DEL TEMA

“SISTEMA DE ENFRIAMIENTO PARA UN CENTRO  
DE COMPUTO”

# T E S I S

Que para obtener el título de  
INGENIERO QUIMICO  
p r e s e n t a

## RAUL BARZALOBRE SANCHEZ



EXAMENES PROFESIONALES  
FAC. DE QUIMICA

AÑO 1987



Universidad Nacional  
Autónoma de México



## **UNAM – Dirección General de Bibliotecas Tesis Digitales Restricciones de uso**

### **DERECHOS RESERVADOS © PROHIBIDA SU REPRODUCCIÓN TOTAL O PARCIAL**

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

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

# C O N T E N I D O

	PAG.
INTRODUCCION .....	1
CAPITULO I	
CLASIFICACION DE SISTEMAS DE AIRE ACONDICIONADO ....	6
CAPITULO II	
SISTEMA SELECCIONADO .....	18
CAPITULO III	
CALCULO DE CARGA TERMICA .....	26
CAPITULO IV	
SELECCION DEL EQUIPO .....	47
CONCLUSIONES .....	81

## I N T R O D U C C I O N

Las computadoras como todo equipo que maneja energía liberan calor, el cual se disipa en el espacio en donde se encuentra.

Cuando el calor liberado por la computadora es cedido a un espacio limitado con barreras térmicas, la temperatura interior del espacio aumenta. Los circuitos electrónicos de las computadoras son sensibles a este aumento de temperatura.

Las primeras computadoras que aparecieron alrededor de los años 50, estaban construídas por medio de tubos electrónicos al vacío, (bulbos) que liberaban gran cantidad de calor, y en tiempo corto, se alcanzaban temperaturas que obligaban a parar la computadora para enfriarla.

El progreso de la electrónica se ha reflejado directamente en la -- clasificación de Generaciones de Computadoras, clasificación relativamente arbitraria pero muy ligada a la cantidad de calor liberada por las unidades centrales de proceso. Las computadoras de la primera generación liberan gran cantidad de calor.

La segunda generación, se caracteriza por la sustitución de bulbos por transistores, disminuyendo el calor liberado en una unidad central de procesos.

En la misma generación de computadoras, comienzan aparecer otras -- unidades que liberan calor, los llamados Periféricos, como lo son: perforadoras, lectoras de cintas, pantallas.

En la tercera generación ya aparecen las lectoras de discos. En -- esta misma se reduce aún mas la cantidad de calor liberado en la -- unidad central, con la introducción de los microcircuitos en los -- que las distancias recorridas por la corriente eléctrica son mínimos, por consiguiente la resistencia donde se libera calor se disminuye a un mínimo.

siete millones de caracteres adicionales a la memoria principal, - 42 unidades de disco en las que se incluyen dos lectoras de tarjetas, 32 unidades de cinta, dos impresoras de alta velocidad y dos controladores de comunicaciones, con capacidad de 512 puertos cada uno.

En este sistema de cómputo se libera 909 KBTUHS. Al final del capítulo 2, aparecen en la tabla N°1 los datos detallados de las partes de la computadora y de la cantidad de calor que liberan cada uno de ellos.

En la Fig. N°1 se muestra en planta, la distribución espacial del equipo en el piso 1° del edificio anexo a la Torre de Comunicaciones.

Las paredes Este y Sur del local, dan hacia la calle; parte de la pared situada al Oriente, hacia el estacionamiento de la S.C.T.;- la otra parte de pared colinda con las otras áreas de oficinas, en las que hay un ambiente controlado, por un sistema de aire acondicionado independiente al del Centro de Cómputo

Exteriormente se considera que el medio ambiente está a la temperatura que prevalece en la Cd. de México. Todas las paredes son de mampostería, y el local tiene forma de "L".

En el lado Oriente hay un tragaluz con ventana al mismo; se considera que la temperatura del tragaluz es la misma del medio ambiente; todas las paredes que rodean el área del tragaluz son de mampostería y esta también a la temperatura ambiental.

Es fácil ver en la Fig.No.1, que la mayor concentración del equipo que libera calor esta en el lado Este del local, en donde se encuentra casi todo el equipo del centro de cómputo, disminuyendo la cantidad de calor a medida que se avanza hacia el Norte y hacia el -- Oriente.

En el área Sur, se localiza la cintoteca y la sala de comunicaciones. En esta área se libera poco calor, por lo tanto, el diseño de enfriamiento debe considerar que la carga térmica a remover, se concentra en el ala Este del local en forma de "L".

Las últimas innovaciones de la cuarta generación, han disminuído más, la cantidad de calor liberado; los progresos señalados en los párrafos anteriores han permitido construir unidades más grandes, ocupando volúmenes más pequeños, permitiéndo grandes cantidades de manejo de información en locales relativamente pequeños, - en los que se aloja la consola que contiene la unidad central de proceso y los equipos auxiliares de manejo de información y de control de equipos periféricos de entrada y salida de datos, almacenamiento de datos y de comunicaciones con el exterior.

Si bien las unidades de proceso actuales liberan comparativamente menos calor en los centros de cómputo, existen entre los periféricos muchos equipos que liberan calor, que estando aislados al exterior, hacen que la temperatura de estos centros tienden a subir y llegar a valores que pueden afectar la buena operación de todo el sistema de cómputo. La estabilidad de los circuitos eléctricos, es todavía sensible a las altas temperaturas.

Los equipos periféricos, como discos y cintas, así como los circuitos electrónicos, requieren además una atmósfera seca y limpia; de ahí que los centros de cómputo requieren el acondicionamiento de su medio ambiente con una exigencia de confort, para la computadora, tan crítica de la que se necesitaría para humanos.

El tema del presente trabajo, se refiere al cálculo del equipo necesario para mantener el ambiente que requiere el Centro de Cómputo INFONET de la Secretaría de Comunicaciones, que se encuentra ubicado en el anexo de la Torre de Comunicaciones.

Este centro está diseñado para manejar la información de la Secretaría como unidad central.

El Centro de Cómputo Infonet, consiste de dos procesadores, cada uno con capacidad de ocho millones de caracteres en memoria principal, una capacidad de almacenamiento en medios magnéticos de más de

En la Fig. Nº2, se muestra el arreglo final que se aplicó, en el cual se ve la consistencia entre la localización del equipo que libera y elimina calor.

En la misma figura se muestra, vista en planta, que abajo de cada consola o unidad periférica, existen rejillas por las cuales entra aire frío al centro de cómputo. Cerca de los muros situados al Este, Oeste y Norte, se encuentran localizadas las manejadoras de aire, mostradas en el corte A B que se muestra en la -- Fig. Nº3. Estas unidades extraen el aire caliente del local, al pasar por las unidades de cómputo. Este aire es enfriado en las manejadoras de aire y devuelto al entre piso, por donde nuevamente es inyectado al centro de cómputo. Ver Fig. Nº3.

En terminología de aire acondicionado, los sistemas de este tipo se le llama "Sistema Agua-Aire", el cual se describe en el capítulo Nº2.

En los capítulos siguientes, se describen los diferentes sistemas empleados para diseño, se discuten ventajas y desventajas de los mismos, así como se discute como se resolvió y se llegó a la solución mostradas en las Fig. 1 y 2.

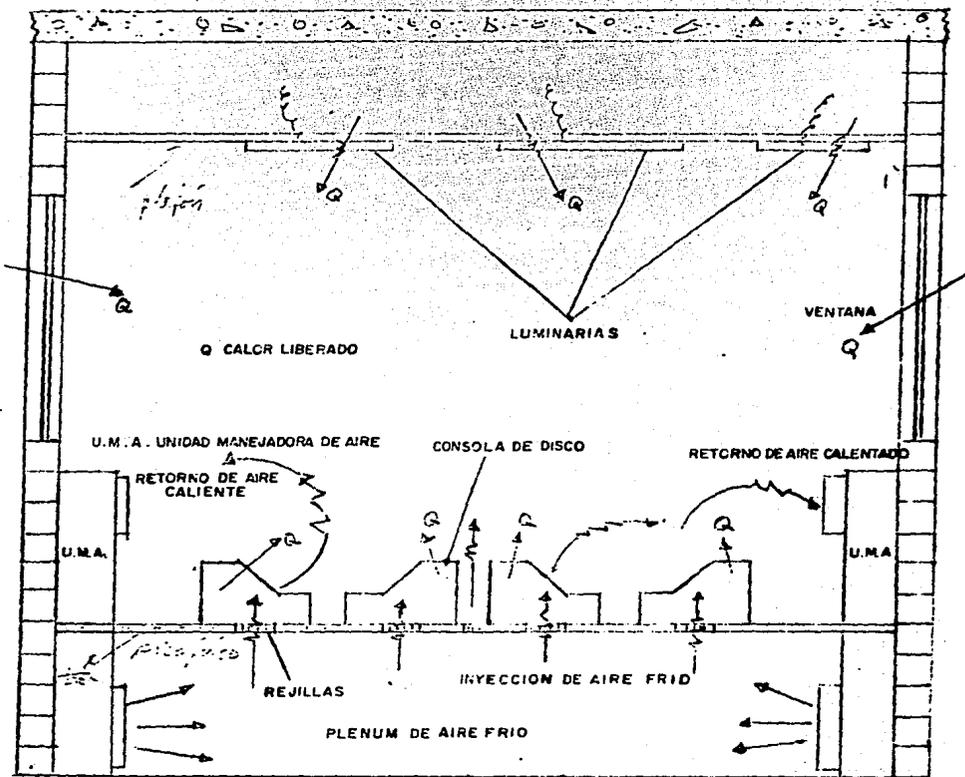
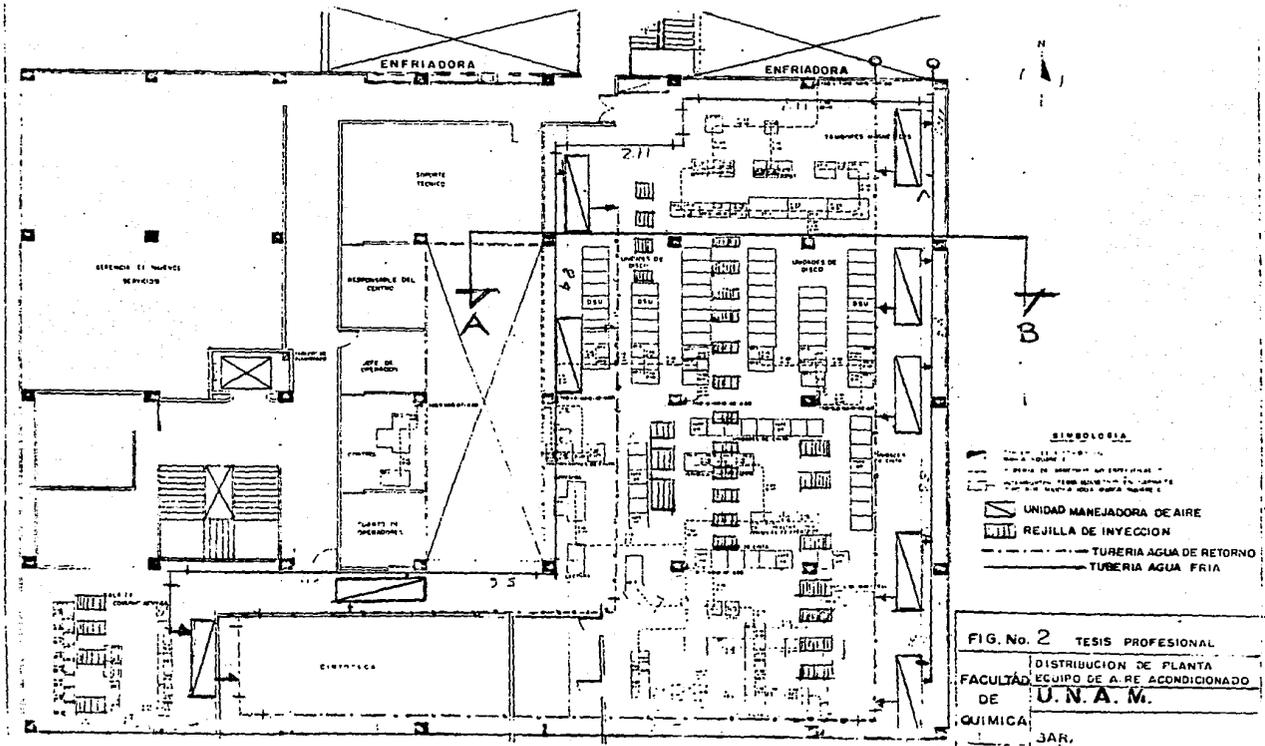
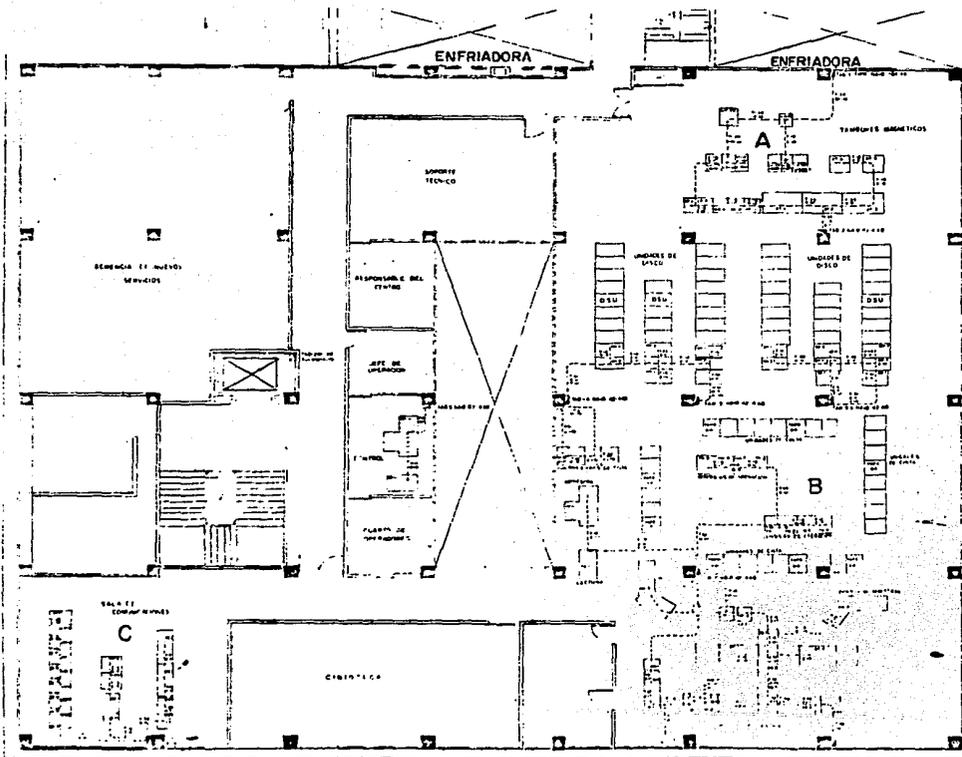


FIG. No. 3: CORTE A-B DE LA FIG. No. 2.  
CIRCULACION DE AIRE DE ENFRIAMIENTO EN EL LOCAL DE COMPUTO







**SIMBOLOGIA**

[Symbol] Sala de servidores  
 [Symbol] Sala de almacenamiento  
 [Symbol] Sala de control  
 [Symbol] Sala de almacenamiento de datos  
 [Symbol] Sala de almacenamiento de discos

FIG. No. 1 TESIS PROFESIONAL  
 DISTRIBUCION DE PLANTA  
 EQUIPO DE COMPUTO  
 DE **U. N. A. M.**  
 QUIMICA BARSALOBRE

## CAPITULO I

### CLASIFICACION DE LOS SISTEMAS DE AIRE ACONDICIONADO.

Los sistemas de aire acondicionado se clasifican según el medio de enfriamiento utilizado en la terminal que acondiciona el ambiente. De manera que actualmente todo sistema de aire acondicionado pertenece a una de cuatro categorías: Unitarios de Expansión Directa, Todo Agua y Aire Agua.

Los Sistemas Unitarios de Expansión Directa, son aquellos en los - el equipo acondicionador se instala dentro del área acondicionada, y el aire del ambiente es enfriado directamente por el refrigerante. Ejemplos de este sistema lo constituyen las unidades de ventana y otros equipos compactos que pueden ser enfriados por aire ó - agua.

Este sistema es generalmente de un costo inicial muy bajo y es comúnmente utilizado en instalaciones residenciales o pequeñas instalaciones comerciales.

Se aplica en base a la multiplicación de equipos, pues éstos son - de una capacidad limitada. Por su aplicación limitada y local, no son de interés en este trabajo y no serán objeto de mayores comentarios.

En los Sistemas Todo Aire, el equipo acondicionador se encuentra - fuera de la zona acondicionada y es únicamente el aire frío el que pasa al ambiente a través de un conducto de suministro.

Existe una gran variedad de tipos de este sistema, lo cual lo hace adaptable a una gran cantidad de aplicaciones de requisitos tan -- diversos como hospitales, oficinas, comercios, laboratorios, fábricas, etc.

Este sistema tiene además la flexibilidad de poderse adaptar tanto

a instalaciones pequeñas de expansión directa como a los grandes - proyectos en los que la refrigeración proviene de una planta central y remota de agua fría.

Los Sistemas Todo Agua, utilizan agua fría para enfriar el ambiente que se desea acondicionar. El agua fría pasa por un serpentín en la unidad terminal que está instalada dentro del área acondicionada, el cual enfría el aire que el ventilador de la terminal hace circular. Este tipo de terminal es conocido con el nombre de --- "fan coil". El uso de este sistema es limitado y su aplicación -- más común es el acondicionamiento de habitaciones de huéspedes en hoteles, edificios de apartamento, y en algunas ocasiones las zonas periféricas de edificios de oficinas, esto último con muchas limitaciones.

En los Sistemas Aire-Agua, la unidad terminal ubicada dentro del ambiente acondicionado, recibe aire frío y agua fría para enfriar el - área que se desea acondicionar. Su aplicación más común ha sido en las zonas periféricas de edificios de oficinas, sobre todo en latitudes en las que también es necesario la calefacción. También se ha - utilizado este sistema en forma satisfactoria para el acondicionamiento de las salas de pacientes en hospitales, habitación de huéspedes - en hoteles, edificios de apartamentos, etc.

#### SISTEMAS TODO AIRE

Los Sistemas Todo Aire, suministran el total de aire frío para extraer el calor sensible y latente, requeridos por el ambiente.

En aquellas instalaciones que también requieren calefacción, ésta puede suministrarse a través de la misma terminal que introduce el aire frío o por cualquier otra vía y puede provenir de resistencias eléctricas, vapor, agua caliente.

En un Sistema Todo Aire, el equipo acondicionador es instalado en una sala de máquinas fuera del ambiente acondicionado. Estos sistemas ofrecen las siguientes ventajas:

- Bajo costo de mantenimiento, pues éste se limita a pocos equipos de gran capacidad instalados en salas de máquinas.
- El mantenimiento o servicio no interfiere con la rutina de trabajo del personal en las áreas acondicionadas.
- Permite instalaciones silenciosas pues no hay equipos mecánicos que puedan hacer ruido dentro de las áreas acondicionadas.
- Las áreas asignadas a salas de máquinas pueden ser las menos cotizadas.
- Tiene la capacidad de ofrecer un excelente control de temperatura y humedad dependiendo del tipo de sistema que se utilice y la habilidad del diseñador en determinar una zonificación adecuada.
- Es el sistema que menos interfiere con el decorado interior de los ambientes acondicionados tales como cortinas, libreros, etc.
- El riesgo de daño al mobiliario en el área acondicionada por el equipo de aire acondicionado es prácticamente inexistente, ya que se controla la humedad del aire infiltrado.
- Es adaptable a mayor variedad de instalaciones que cualquier otro sistema.
- Puede utilizarse tanto para las áreas periféricas como para las áreas interiores de edificios.

Por otro lado, los Sistemas Todo Aire, tienen las siguientes desventajas:

- Requieren mayores alturas de techos, para permitir el paso de los conductos de aire. Esta desventaja puede ser parcialmente eliminada al utilizarse sistemas de alta velocidad.

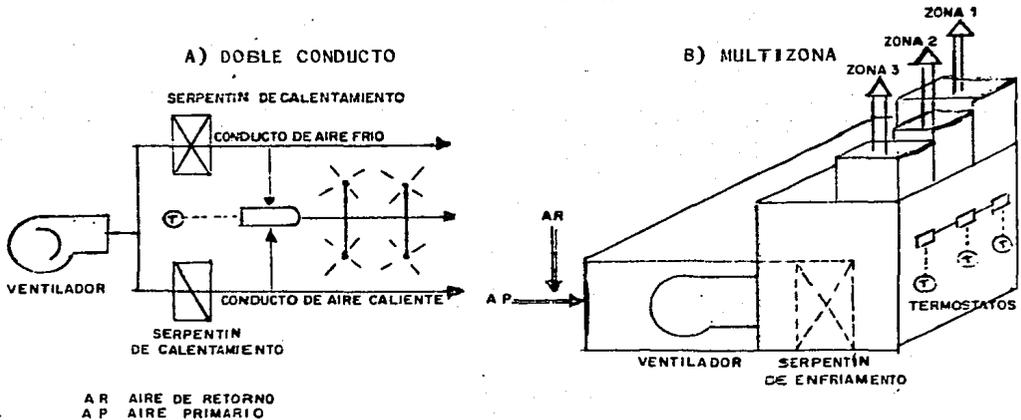
- Requiere mayor coordinación en el diseño arquitectónico, estructural, mecánico y eléctrico, pues los conductos de aire son voluminosos y de difícil reubicación durante la ejecución de la instalación.
- No son aplicables a construcciones definitivas. Se deben de preveer desde el diseño de la construcción.

CLASIFICACION DE LOS SISTEMAS  
TODO AIRE

Según el camino que sigue el aire al pasar desde el acondicionador hasta el ambiente por acondicionar los Sistemas Todo Aire, se dividen en dos grandes grupos: Sistema que mezclan y Sistemas que no mezclan. Ver Fig. N°4.

SISTEMAS TODO AIRE QUE MEZCLAN

FIGURA N° 4



Entre los sistemas que mezclan, se encuentran el de doble conducto y el multizona. Fig. N°4.

En ambos, el aire que se introduce al ambiente es una mezcla de dos corrientes de aire a diferentes temperaturas. Esta mezcla en el sistema de doble conducto, se efectúa en la caja de mezcla y en el multizona se efectúa en las compuertas de mezcla del acondicionador de aire.

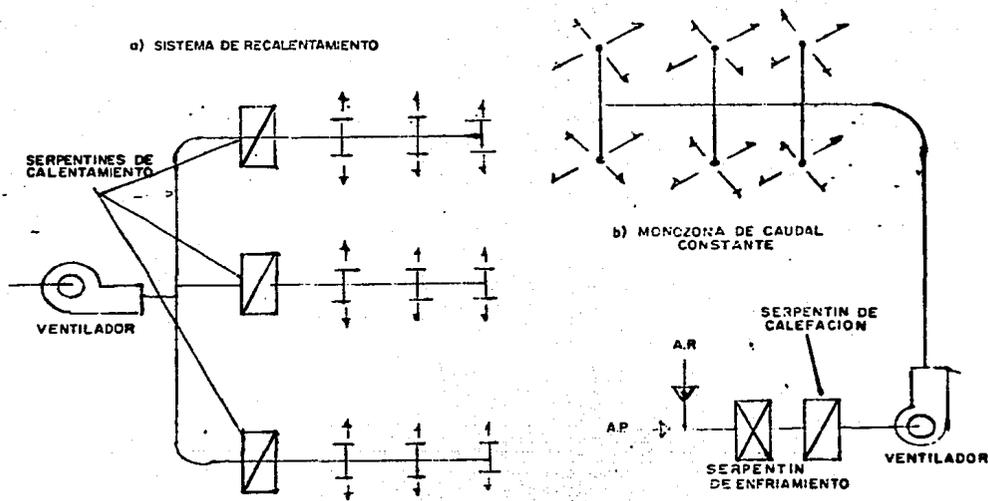


FIG. N° 5.- SISTEMAS DE ACONDICIONAMIENTO TODO AIRE QUE NO MEZCLAN.

Entre los sistemas que no mezclan, también llamados de conducto sencillo, está el de recalentamiento, el monozona del caudal constante y el sistema de caudal variable. Fig. 5 y 6.

El sistema de recalentamiento consiste de un acondicionador de aire con un serpentín de enfriamiento para enfriar y deshumedecer el aire y uno ó más serpentines de recalentamiento según el número de zonas

requeridas por el proyecto. Los serpentines de recalentamiento pueden estar montados en la unidad acondicionadora, en ramales del conducto de suministro o en la terminal, ubicada en el ambiente acondicionado.

Este sistema hoy es usado únicamente en obras donde es muy crítico el control de la temperatura y humedad del ambiente, tales como laboratorios, quirófanos, etc., pues su costo de operación es demasiado elevado.

El sistema monozona de caudal constante consiste de un acondicionador de aire con un serpentín de enfriamiento que suministra un caudal constante de aire a la temperatura requerida por la carga calórica del ambiente. Este es un sistema muy simple pero su uso, se limita a grandes áreas abiertas con una carga térmica de variaciones más o menos parejas en toda el área tales como teatros, salones, etc.

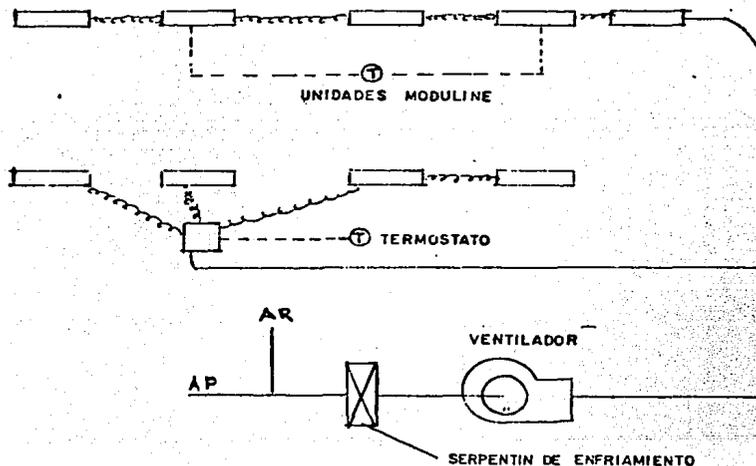


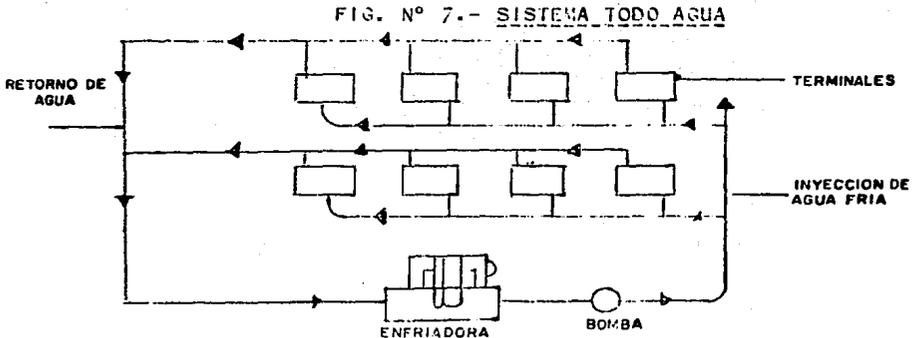
FIG. 6 SISTEMA DE CAUDAL VARIABLE

El sistema de caudal variable Fig. N°6, de un acondicionador de - aire con un serpentín de enfriamiento conectado por el conducto - de suministro a terminales especiales (modulines) el caudal de aire que admiten al área acondicionada de acuerdo con la temperatura del ambiente.

Este sistema tiene su aplicación más común en edificios de oficinas porque permite gran flexibilidad y su costo es muy bajo pues a menores caudales de aire se requiere menos potencia para el ventilador.

### SISTEMAS TODO AGUA

En los Sistemas Todo Agua, la unidad terminal, ubicada en el ambiente acondicionado recibe únicamente agua fría para absorber la carga sensible y latente. El agua fría circula dentro de un serpentín -- aletado donde hace contacto con el aire del ambiente enfriando y -- deshumedeciéndolo. La calefacción, si es requerida, se suministra a través de la misma terminal bien sea utilizando el mismo serpentín y únicamente substituyendo el agua fría por agua caliente o utilizando una unidad con un serpentín doble, uno de los cuales se le utiliza para el enfriamiento y el otro para la calefacción; en ciertas ocasiones el serpentín de calefacción es una resistencia eléctrica.



El Sistema Todo Agua tiene las siguientes ventajas:

- Generalmente es un sistema de bajo costo inicial, especialmente si la ventilación requerida es suministrada por la infiltración o a través de pequeñas aperturas en los muros exteriores.
- Es de fácil instalación en construcciones existentes por ser el que menos espacio requiere para el paso de los servicios a los ambientes, tales como agua fría, agua de condensado y corriente eléctrica.
- Permite el control individual de pequeñas áreas con relativa facilidad y bajo costo.

Las desventajas de los Sistemas Todo Agua, son las siguientes:

- La ventilación es por lo general pobre o por lo menos poco confiable. Aunque se usen ranuras en las paredes exteriores, la cantidad de aire de ventilación que penetra por éstas, está sujeta a las condiciones del viento y al efecto de chimenea.
- La filtración del aire es deficiente, pues aunque las unidades tienen filtros de aire, éstos generalmente no pueden ser de más de  $\frac{1}{2}$ " de espesor, por lo que son de una eficiencia de filtración muy pobre. Si se usarán filtros de mayor espesor, obligarían a aumentar el tiro natural, o a incluir ventiladores de extracción de aire, ya no sería un Sistema Todo Agua.
- La obstrucción del drenaje puede causar daños serios al mobiliario, especialmente si el terminal va montado encima del área ocupada.
- El sistema requiere mayor mantenimiento y servicio por el solo hecho de tener una mayor cantidad de equipos dispersos, pues en cada área se necesita una unidad terminal.

Este mantenimiento se debe hacer con bastante frecuencia, pues el equipo pierde mucha capacidad al ensuciarse los filtros de aire, además este mantenimiento y servicio por tener que hacerse en el área ocupada, molesta al usuario.

- Los sistemas "fan coil" tienden a ser ruidosos, especialmente al envejecer los equipos.
- Requiere la operación de agua siempre que se requiera enfriamiento sin que se pueda aprovechar el aire exterior cuando éste pueda dar el enfriamiento requerido por el ambiente acondicionado. En ciertas condiciones, ésta no es necesariamente una desventaja como por ejemplo en sistemas de recuperación de energía.
- En ambientes muy fríos se debe tomar precauciones para evitar el congelamiento del serpentín debido a la infiltración del aire -- frío a través de la ranura de ventilación, pues puede formarse escarcha en la superficie del serpentín ocasionando mal funcionamiento del equipo.

Como se vé, el Sistema Todo Agua por sí solo, no cumple con muchos requisitos importantes para una buena instalación y por lo tanto es a menudo instalado en combinación con un Sistema Todo Aire, para -- eliminar o mitigar las primeras 4 desventajas mencionadas.

#### CLASIFICACION

Existen dos tipos de Sistemas Todo Agua:

- 1) EL "FAN COIL". Fig. N° 8
- 2) EL VALANCE. Fig. N° 9

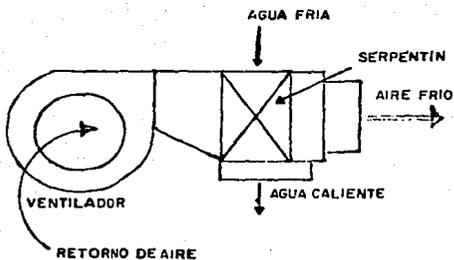


FIG. N° 8

UNIDAD " FAN COIL "

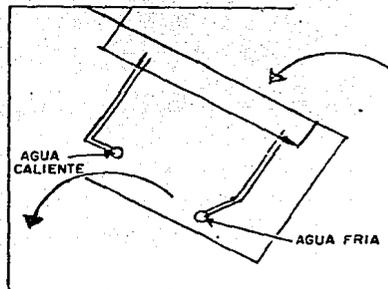


FIG. N° 9

UNIDAD VALANCE

El sistema "fan coil", consiste de un serpentín aletado (coil) al cual se acopla un ventilador (fan) para circular aire entre las -- vueltas del serpentín y así promover el intercambio de calor entre el aire y el agua que circula dentro de los tubos del serpentín. Este sistema se usa comúnmente en hoteles, apartamentos y otras -- aplicaciones que requieren poca ventilación y tienen una carga la-- tente reducida. En algunos casos se ha utilizado el Sistema Todo - Agua tipo "fan coil" en el área periférica de oficinas en cuyo caso es aconsejable combinarlo con el Sistema Todo Aire que generalmente se utiliza para la zona interior donde se obtienen los beneficios - de mejor filtración, ventilación y control de humedad del Sistema - Todo Aire, dando como resultado una instalación de mejor calidad.

## SISTEMAS AIRE - AGUA

En Sistemas Aire Agua, el enfriamiento y deshumedecimiento lo efectúa la unidad terminal con el aire frío (aire primario), y agua fría que recibe de estaciones de enfriamiento remotas. La calefacción se efectúa mandando aire o agua caliente a la unidad terminal.

Este sistema es una mezcla de los dos descritos anteriormente -- para combinar las ventajas de ambos y eliminar muchas de las desventajas de cada uno de ellos. Debido a la mayor densidad del agua, y su mayor calor específico, se requiere mucho menos espacio para pasar la cantidad de agua necesaria para producir una cierta capacidad de enfriamiento o calefacción, que hacer lo mismo con aire.

A menudo también es posible eliminar el requisito del conducto de retorno, eliminando así la necesidad del espacio requerido por éste. Por lo tanto, el espacio requerido para el paso de los servicios en este sistema, estaría en un valor intermedio entre un Sistema Todo Aire y el de Todo Agua.

Un Sistema Aire - Agua tiene las siguientes ventajas:

- Bajo costo de mantenimiento, pues los equipos mecánicos se encuentran en salas de máquinas alejadas de las zonas ocupadas. Este no sería el caso de tratarse de un Sistema "Fan Coil" con aire fresco tratado.
- El uso de pocos acondicionadores de gran capacidad, permite el uso de equipos de alta calidad capaces de proveer excelente filtración, ventilación y deshumedecimiento.
- Es una instalación por lo general silenciosa, pues no hay equipos mecánicos en el ambiente.

- Las salas de máquinas para los acondicionadores, pueden ubicarse en lugares remotos de poco valor o demanda.
- Permite un excelente control de temperatura individual. El control de la humedad es también muy bueno.
- Puesto que el terminal no condensa humedad, no hay riesgo de daño al mobiliario por bandejas desbordadas a menos que se permita una infiltración incontrolada de aire húmedo exterior.
- Evita la contaminación de un ambiente por otro en instalaciones sin conducto de retorno.

Las desventajas de este sistema son las siguientes:

- Requiere balanceo de aire. El balanceo de agua se puede prácticamente eliminar en el diseño del sistema.
- Requiere un mantenimiento en el ambiente ocupado, que en algunos casos es igual al Sistema "Fan Coil", pero en otros es menor.
- No permite apagar el aire acondicionado cuando el usuario de un espacio no lo desea.
- Necesita de un enfriador de agua y por lo tanto no puede aprovecharse el menor costo de un equipo de expansión directa.
- El enfriador debe operar mientras se requiera agua fría, aunque en algunos casos esto no es necesariamente una desventaja.
- Su uso generalmente se limita a áreas periféricas, por lo que requiere de otro sistema en las zonas interiores.
- La capacidad de las terminales es limitada, por lo tanto su uso se dificulta en lugares de alta concentración de carga.
- Por regla general es un sistema de un costo inicial elevado, -- aunque este puede variar de un lugar a otro.

## CAPITULO II

### SISTEMA SELECCIONADO

Las Fig. 1, 2 y 3, muestran las dimensiones generales del área donde está instalado el centro de cómputo y la localización del equipo. Dado que el objetivo principal de este sistema de aire acondicionado, es mantener la temperatura, la humedad y la limpieza del aire ambiental, para el buen funcionamiento del equipo de cómputo, se optó por un sistema de Aire-Agua, ya que nos ofrece las siguientes ventajas:

- 1.- Se pueden localizar entradas de aire frío mediante rejillas instaladas en un piso falso, abajo de cada una de las unidades por enfriar, de esta manera se obtiene un control local de temperatura.
- 2.- La utilización de pisos falsos, permiten agregar al sistema una nueva rejilla con facilidad, lo que simplifica el cambio de localización al equipo de cómputo cada vez que sea necesario, sin requerir modificaciones fundamentalmente en el sistema de acondicionamiento de aire.
- 3.- Habiendo varios impulsores de aire localizados por zonas, se tiene la posibilidad de inyectar aire frío en los lugares donde se necesite, en particular solo en las unidades que están en servicio. Como el control de temperatura se requiere fundamentalmente, en los circuitos electrónicos, la inyección local de aire frío logra ese propósito.  
Un control general de temperatura del cuarto, permite mantener en el mismo, una temperatura de confort humano, una vez que el sistema de aire acondicionado a eliminado el calor del sistema computarizado. Esto es posible porque el sistema computarizado opera correctamente a temperatura menor que la que se desea para confort humano.
- 4.- El aire que enfría al centro de cómputo, se mantiene relativamente limpio ya que circula en el ciclo cerrado, el único aire exterior

que entra al centro es el de abrir y cerrar puertas.

- 5.- El aire es enfriado por medio de un sistema central de enfriamiento de agua, localizado entre la Torre de Comunicaciones y el edificio anexo. Se cuenta con dos enfriadoras, de las cuales una estará en servicio y la otra de reserva, para ampliaciones futuras. Las tuberías de inyección y retorno, están forradas con aislamiento térmico para disminuir las pérdidas de calor.

El agua circula en el entre piso y se lleva a las unidades -- impulsoras de aire según la Fig. N°3, en donde se elimina el calor que adquirió el aire al circular a través del cuarto de cómputo.

- 6.- La operación del sistema es poco ruidosa.
- 7.- El sistema es lo suficientemente redundante para seguir funcionando aunque falla un impulsor de aire, el cual se puede poner fuera de servicio sin que el sistema se altere; el sistema está calculado para un 20% de sobre carga.
- 8.- El mantenimiento de las unidades impulsoras de aire, puede hacerse independientemente de que el sistema esté en servicio ó no lo esté.

Por otra parte el sistema tiene desventajas como son las siguientes:

- 1.- Requiere balanceo de aire, dependiendo del área ocupada se disminuye ó aumenta el aire.
- 2.- No permite apagar el aire acondicionado cuando el usuario de un espacio no lo desea, porque se tendría que apagar el equipo central, quedando sin aire acondicionado las otras zonas ocupadas. Sin embargo, dejando fuera de servicio alguno de los impulsores se disminuye la circulación del aire frío donde no sea necesario.
- 3.- Es un sistema cuyo costo inicial es relativamente alto. En la Fig. N°10, se muestra un esquema del sistema usado.

T A B L A I

DESGLSAMIEN TO DE LOS COMPONENTES DEL CUARTO  
DE COMPUTO, ASI COMO DATOS DE TRABAJO.

EQUIPO	MODELO	DESCRIPCION	CANTIDAD	UNITARIO	TOTAL
UNIVAC	5042	CONTROLADOR DE CINTAS	4	<u>KSTU</u> 4	<u>KSTU</u> 16
UNIVAC	872-430	MANEJADOR DE CINTAS	10	5.8	58
UNIVAC	874-43C	MANEJADOR DE CINTAS	20	5.8	116
				SUBTOTAL:	190
UNIVAC	432/1782	CONTROLADOR DE TANBORES	8	4.2	33.6
UNIVAC	432	TANBORES	12	8.2	98.4
UNIVAC	1782	TANBORES	9	5.5	49.5
				SUBTOTAL:	181.5
UNIVAC	770-02	IMPRESORA	2	8.9	17.8
UNIVAC	716-2	LECTORA DE TARJETAS	2	7.4	14.8
				SUBTOTAL:	32.6
CDC	33302	UNIDAD DE ALMACENAMIENTO - EN DISCO.	42	4.6	193.2
CDC	38440	CONTROL DE ALMACENAMIENTO	4	11.0	44.0
CDC	33332	ADAPTADOR DE LA UNIDAD DE CONTROL DE ALMACENAMIENTO	12	1.3	15.6
				SUBTOTAL:	252.8
UNIVAC	3032	UNIDAD CENTRAL DE PROCESO	2	1.7	34.0
UNIVAC	3033	UNIDAD DE ENTRADA - SALIDA	2	11.6	23.2
UNIVAC	1923	UNIDAD DE EXPANSION DE ENTRADA - SALIDA	2	9.5	19.0
UNIVAC	7039	SIU	1	11.9	11.9
UNIVAC		SIU EXPANSION	1	11.9	11.9
UNIVAC	7037	MSU	2	5.2	10.4
UNIVAC	1932	STU	1	3.4	3.4
				SUBTOTAL:	113.8

T A B L A I

- 2 -

EQUIPO	MODELO	D E S C R I P C I O N	CANTIDAD	UNITARIO	TOTAL
				<u>KBTU</u>	<u>KBTU</u>
UNIVAC	S508-08	MOTOR/ALTERNADOR	2	-	-
UNIVAC	S508	M/A CONTROLADOR	2	2.1	4.2
UNIVAC	3038	SMU	1	10.6	10.6
UNIVAC	4013	CCNSOIAS	2	2.6	5.2
				SUBTOTAL:	15.80
UNIVAC	8583	GCS	2	4.8	9.6
COMTEN	3690	COMMCONT	2	16.0	32
COMTEN	C-20	COMTEN	1	12	12
MISC	-	MUXCABINETS	10	4.2	42
MISC	-	PATCH PANELS	2	1.8	3.6
MISC	-	TESTEQUIPHEN	2	4.2	8.4
				SUBTOTAL:	107.6
RAYTHEON	101SLL-32	LOCAL CONT. UNIT	2	3.9	7.8
RAYTHEON	4103	CRT DISPLAY-MASTER	5	0.240	1.92
RAYTHEON	3472-1	PRINTER	4	1.3	5.2
				SUBTOTAL:	14.90

TOTAL = 909 KBTU = 75.8 TONELADAS.

75.8 TONELADAS DE CALOR SENSIBLE

\* EN LA ZONA DE COMPUTO SE CONSIDERA --  
 ADEMÁS LA PRESENCIA DE 10 PERSONAS --  
 DURANTE 10 HORAS, LO QUE PRODUCE UN --  
 CALOR LATENTE ADICIONAL DE 240 BTU .

Con objeto de calcular las especificaciones del equipo de acondicionamiento de aire, se calculan a continuación los datos de diseño.

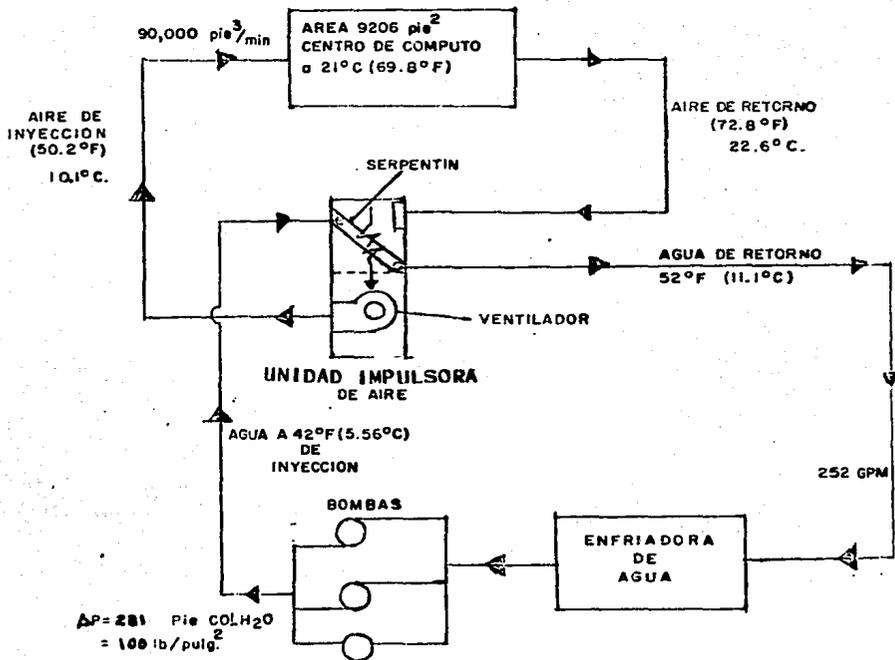


FIG. N° 10  
SISTEMA AIRE- AGUA

CORRECCION A LA DIFERENCIA EQUIVALENTE DE TEMPERATURAS  
QUE SE USARA COMO DATO DE DISEÑO.

El calor transmitido a través de la fronteras del sistema, se determina por la fórmula ( $Q = A \times U \times \Delta T_e$ ) donde:

- $Q$  = Flujo de calor en BTU/Hr.
- $U$  = Coeficiente global de transmisión en BTU/(Hr)(Pie<sup>2</sup>)(°F)
- $\Delta Te$  = Diferencia equivalente de temperatura entre el exterior y el interior del sistema en (°F).
- $A$  = Superficie considerada en Pies<sup>2</sup>.

La temperatura  $T_e$  usada en el diseño debe corregirse para tomar en cuenta la influencia de la radiación solar.

Para la corrección de temperatura equivalente se usa la siguiente fórmula:

$$\Delta Te = T_{es} + \frac{R_s}{R_m} (\Delta T_{em} - \Delta T_{es}) \text{ (Manual de Aire Acondicionado de la Cfa. CARRIER).}$$

$\Delta T_{em}$  = Diferencia equivalente de temperatura a la hora considerada para la pared expuesta al sol.

$\Delta T_e$  = Diferencia equivalente corregida.

$\Delta T_{es}$  = Diferencia equivalente de temperatura a la hora considerada para la pared a la sombra.

$R_s$  = Radiación solar máxima (BTU/Hr Pie<sup>2</sup>) correspondiente al mes de agosto y 20° latitud norte, para la Cd. de México, a través de una superficie con ventanas vertical para la orientación considerada (en el caso de pared), u horizontal (techo).

$R_m$  = Radiación solar máxima (BTU/Hr Pie<sup>2</sup>) en el mes de julio a 40° de latitud norte, a través de una superficie con ventanas vertical para la orientación considerada (pared), u horizontal (techo).

Para las paredes a la sombra, cualquiera que sea su orientación -  
( $\Delta T_{em} = \Delta T_e$  de donde  $\Delta T_{es} = \Delta T_e$ .)

Estas diferencias de temperatura, se calcularon usando las tablas del manual Carrier.

#### Para Techos.

(Considerando que son de concreto, con peso 60 lb/Pie<sup>2</sup> y las 24 hrs. para el diseño).

$$\Delta T_{em} = 12 + 5 = 17^\circ \text{ (Calculada de la tabla 20 del manual Carrier).}$$

\*Ver pág. 75 del apéndice.

12° es la diferencia de temperatura equivalente y 5° F en la corrección por el rango de temperatura de la Cd. de México, considerada como de 18°F.

$$\Delta T_{es} = 8 + 5 = 13$$

$$R_s = 247 \text{ (Valor de la tabla N° 6 del manual Carrier)}$$

(Considerando que el mes es agosto y 20° latitud Norte)

\* Ver pág. 72 del apéndice.

$$R_m = .233 \text{ (Valor de la tabla N°6 del manual Carrier)}$$

$$\Delta T_e = 13 + \frac{247}{233} (17 - 13)$$

$$\Delta T_{es} = 17.24 - 17^\circ F$$

#### Paredes.

Norte:  $\Delta T_e = 12 + 5 = 17$  (Valor de la tabla N° 19 del manual --  
Carrier Pág. 74 )

Como para las paredes a la sombra cualquiera que sea su orientación ( $\Delta T_{em} = \Delta T_e$ ) de donde ( $\Delta T_{es} = \Delta T_e$ )

Por lo tanto para todas las paredes ( $\Delta T_{es} = 17$ )

Este:  $\Delta T_{em} = 13 + 5 = 18$ . (Valor de la tabla N° 19 del manual --- Carrier Pág. 74 .

$$\Delta T_{es} = 12 + 5 = 17$$

$$R_s = 165 \text{ (Valor de la tabla N° 6 del manual Carrier Pág. - 72 )}.$$

$$R_m = 164$$

$$\Delta T_e = 17 + \frac{165}{164} (18 - 17)$$

$$\Delta T_e = 18^\circ F$$

Sur:  $\Delta T_{em} = 26 + 5 = 31$  (Valor de la tabla N° 19 del manual Carrier Pág. 74 )

$$\Delta T_{es} = 12 + 5 = 17$$

$$R_s = 26$$

$$R_m = 69$$

$$\Delta T_e = 17 + \frac{26}{69} (31 - 17) = 22$$

$$\Delta T_e = 22^\circ F$$

Oeste:  $\Delta T_{em} = 33 + 5 = 38$

$$\Delta T_{es} = 12 + 5 = 17$$

$$R_s = 165$$

$$R_m = 164$$

$$\Delta T_e = 17 + \frac{165}{164} (38 - 17) = 38$$

$$\Delta T_e = 38^\circ F$$

\* Estos resultados se resumen en la Tabla N°2, Pag. 35

## CAPITULO III

### CALCULO DE CARGA TERMICA

Para seleccionar el equipo de un sistema de aire acondicionado, es necesario conocer la carga térmica.

La carga térmica será la suma de tres cantidades.

- A) El calor liberado por el equipo del centro de cómputo.
- B) El calor que entra a través de las paredes y ventanas.
- C) El calor liberado por el personal que labora en el centro de --  
cómputo.

El cálculo de las cantidades de calor anteriores, debe hacerse tomando en cuenta los siguientes datos y especificaciones:

- A) La instalación se hará en la Cd. de México, a una altura sobre -  
el nivel del mar de 2300 mts. (7580'), por lo que la presión barométrica es de 582 mm Hg (22.9" Hg).

Las condiciones anteriores implican que se debe aplicar un factor de corrección de  $760/582 = 1.3$ , en los datos tomados de las tablas que son construídas para el nivel del mar.

Las compañías que trabajan en aire acondicionado, en base a su experiencia, consideran las siguientes condiciones prevalectentes para -  
la Cd. de México.

### CONDICIONES EXTERIORES

( VERANO )

Temperatura de bulbo seco	32°C (89.6°F)
Temperatura de bulbo húmedo	17°C (62.6°F)
Temperatura de rocío	9.8°C (49.8°F)

Variación anual de temperatura	14.2°C (57.6°F)
Variación diaria de temperatura	
Humedad específica	70 granos/Lb A.S
Entalpia	32.6 BTU/Lb A.S
Mes de diseño	Agosto.

Por otra parte se tiene que garantizar el control de temperatura en el espacio del centro de cómputo y las condiciones siguientes:

Temperatura de bulbo seco	21°C (69.8°F)
Humedad relativa	45%
Temperatura de rocío	4.4°C (40°F)
Humedad específica	48 granos/Lb A.S.
Entalpia	245 BTU/Lb A.S.

En el local se tienen además las siguientes condiciones particulares, que influyen en la evaluación de la carga térmica.

- A) Los cristales en todos los muros son dobles, colores obscuro; las ventanas reciben la radiación solar directa sin ninguna protección, no hay persianas ni cortinas; se considera que laboran un máximo de 10 personas en el local, hay una carga de alumbrado de 32221 watts, distribuída en 9206 Pies<sup>2</sup> de superficie, lo que dá una densidad de carga por alumbrado de 3.5 watts/pie<sup>2</sup>.
- B) Calor liberado por el equipo.

En la tabla N° 1 del capítulo 2 se muestra la cantidad de calor liberado por los equipos del centro de cómputo, así como que el total aportado por el equipo computarizado, es de 909 KBTUH cuando el equipo trabaja a plena carga y a toda su capacidad. Para efectos de diseño, se consideró que esta condición es efectiva - las 24 horas del día, por haberlo especificado así, los usuarios

del equipo de computación, ésta consideración proporciona un sobre diseño, que si bien influye en el costo de la instalación se consideró de poca importancia, ya que así se garantiza la continuidad de la operación, considerada, como fundamental por el usuario.

### CALCULOS DE COEFICIENTES DE TRANSMISION

Para calcular las cantidades de calor que entran desde el exterior al centro de cómputo, se clasificó a las colindancias del mismo en cuatro categorías.

- A) Cristales
- B) Muros externos y muros interiores
- C) Techo
- D) Piso

En la Fig. N° 11, se muestran los puntos, en los que entra calor al sistema y la circulación esquemática de aire frío y aire caliente. En muros independientemente de su orientación, todos los muros ó muretes están formados de la misma manera.

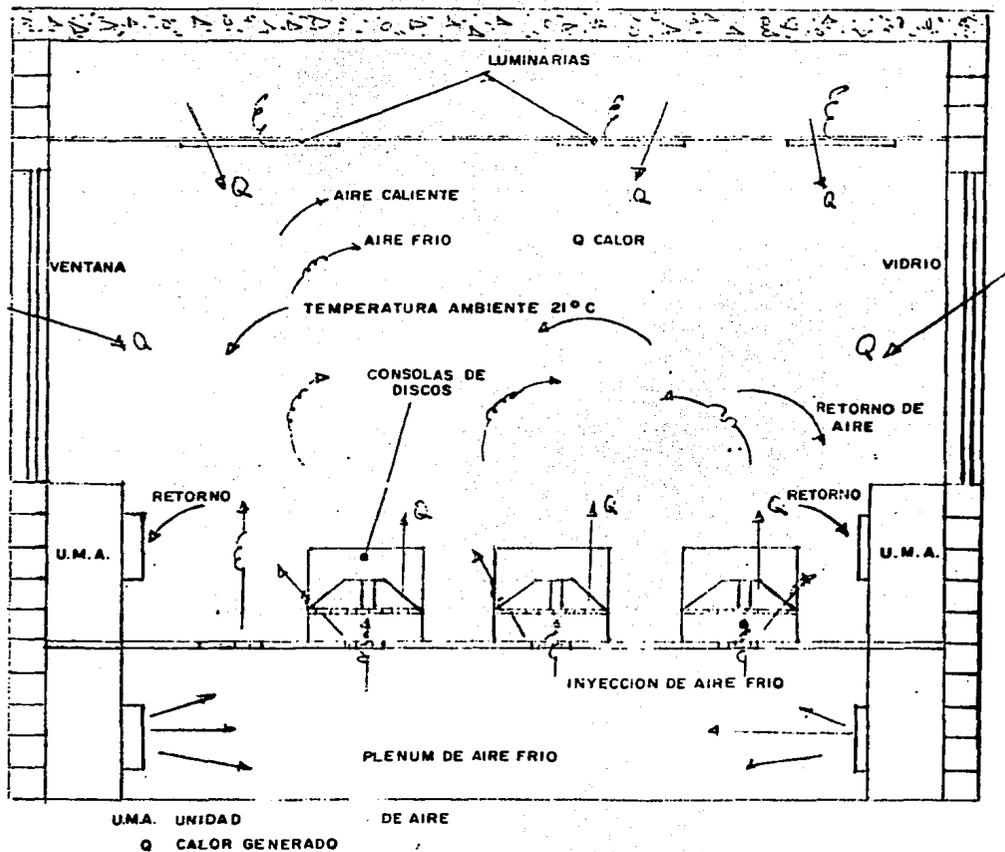


Fig. N° 11

Se muestra los puntos en los que entra calor al sistema y la circulación esquemática de aire caliente y aire frío.

## COEFICIENTES DE TRANSMISION

En la Fig. N° 11, se han señalado las diferentes zonas de conductividad térmica en el techo. Utilizando la siguiente fórmula --- general.

$$U = \frac{1}{\frac{1}{f_1} + \frac{l_1}{k_1} + \frac{l_2}{k_2} + \frac{l_n}{k_n} + \frac{1}{f_2}} \quad \text{Ecuación 3 - 1}$$

Donde:

- U = Coeficiente de transmisión térmica en BTU/Hr °F Pie<sup>2</sup>.
- f1 = Película de aire interior.
- l1 = Espesor del material pulg.
- k1 = Conductividad térmica del material 1 BTU/Hr Pie<sup>2</sup> °F/pulg.
- l1 = Espesor del material pulg.
- k2 = Conductividad térmica del material 2 BTU/Hr Pie<sup>2</sup> °F/pulg.
- ln = Conductividad térmica del material enésimo BTU/Hr Pie<sup>2</sup> °F/Pulg
- f2 = Película de aire exterior.



Fig. N° 12

CORTE DEL TECHO (ENTREPISO SUPERIOR)

De la Fig. N° 12, calculamos el coeficiente de transmisión "U".  
 Para el techo tenemos los siguientes valores tomados de la tabla --  
 N°3.

	R
1.- Piso de linoleum.	0.51
2.- Película de aire interior	0.61
3.- Loza de concreto de 4"	0.32
4.- Espacio de aire.	0.78
5.- Plafón de fibra de vidrio.	2.11
6.- Película de aire exterior.	0.61

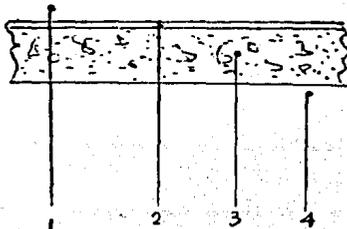
$$R = 5.74$$

$$U = \frac{1}{R} = \frac{1}{7.08} = 0.17 \text{ BTU/Hr Pie}^2 \text{ } ^\circ\text{F}$$

Para el cálculo de la "U" del piso, vemos la Fig. N°13 (utilizando --  
 la misma tabla 2.)

1.- Película de aire interior	0.92
2.- Piso linoleum	0.51
3.- Concreto (loza) 4".	0.32
4.- Película de aire exterior.	0.92

$$R = 2.67$$



$$U = \frac{1}{R} = 0.37$$

Fig. N° 13

Para el cálculo de la "U" de las paredes, tenemos la Fig. N° 14.  
(utilizando la misma tabla 3).

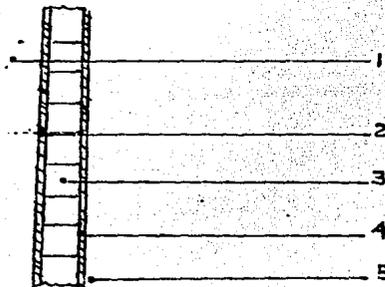


Fig. N° 14

Estructura de conducción térmica, para  
paredes situadas al Norte, Sur, Este y  
Oeste.

"K" Conductividad térmica.

1 Película de aire interior.	0.25 BTU/Pie <sup>2</sup> Hr°F/Pulg.
2 Aplanado de yeso de 1/2"	0.10 BTU/Pie <sup>2</sup> Hr°F/Pulg.
3 Ladrillo de 5.31"	1.12 BTU/Pie <sup>2</sup> Hr°F/Pulg.
4 Aplanado de yeso de 1/2"	0.32 BTU/Pie <sup>2</sup> Hr°F/Pulg.
5 Película de aire interior	0.68 BTU/Pie <sup>2</sup> Hr°F/Pulg.

$$R = 2.47$$

$$U = \frac{1}{R} = 0.40 \text{ BTU/Pie}^2 \times \text{Hr}^\circ\text{F}$$

Para el cálculo de la "U" del muro interior situado al Oeste, y --  
 utilizando la misma figura y la misma tabla 3 se tiene:

	"K" Conductividad térmica.
1 Película de aire interior.	1.65 BTU/Pie <sup>2</sup> Hr°F/Pulg.
2 Aplanado de yeso de ½"	4.545 BTU/Pie <sup>2</sup> Hr°F/Pulg.
3 Ladrillo de 5.31"	6.130 BTU/Pie <sup>2</sup> Hr°F/Pulg.
4 Aplanado de yeso de ½"	4.545 BTU/Pie <sup>2</sup> Hr°F/Pulg.
5 Película de aire interior	1.65 BTU/Pie <sup>2</sup> Hr°F/Pulg.

Para este último cálculo de la "U", desarrollaremos en detalle la --  
 aplicación de la ecuación 3-1, para mostrar la forma como se calcula  
 con los valores anteriores de "U".

Utilizando la ecuación 3-1 tenemos:

$$U = \frac{1}{\frac{1}{f_1} + \frac{1}{k_1} + \frac{1}{k_2} + \frac{1}{k_3} + \frac{1}{f_2}}$$

$$U = \frac{1}{\frac{1}{1.65} + \frac{0.5}{4.545} + \frac{5.31}{6.130} + \frac{0.5}{4.545} + \frac{1}{1.65}} = \frac{1}{2.298} = 0.43$$

$$R = 2.298 \text{ } ^\circ\text{F BTU/Hr-Pie}^2 \quad U = \frac{1}{R} = 0.43 \text{ BTU/Hr-Pie}^2 \text{ } ^\circ\text{F}$$

Las tablas 4, 5 y 6, resumen los cálculos efectuados para calcular la cantidad de calor que entra a través de muros, techos y ventanas. Para el efecto se utilizaron las tablas de la Cfa. Carrier N° 6, 11 y 48 (Pag. 72, 73 y 77), de donde se sacaron los factores de corrección aplicados.

A través de las ventanas penetra el calor al cuarto de dos maneras diferentes:

- a) Por radiación difusa.
- b) Por conducción de calor desde el aire ambiente exterior (a mayor temperatura que el interior del cuarto).

1.	Condiciones de Diseño	- Exterior - <u>89.6 AS</u> , <u>62.6</u> W, <u>70</u> W/L, <u>49.8</u> W, Variación Diaria	<u>18</u> °N, <u>19'24</u> Latitud			
2.	"	- Interior - <u>69.8 AS</u> , <u>45</u> W				
<b>TABLA N°2</b>						
3.		NORTE	ESTE	SUR	OESTE	REFERENCIA
4.	Diseño - Mes	AGOSTO	AGOSTO	AGOSTO	AGOSTO	ESTABLECIDO
5.	Diseño - Hora Solar	4 PM	4 PM	4 PM	4 PM	ESTABLECIDO
6.	Corrección de Temperatura - Mes	0	0	0	0	TABLA 3
7.	Corrección de Temperatura - Hora	-1	-1	-1	-1	TABLA 2
8.	Temperatura Exterior	88	88	88	88	
9.	Temperatura Interior	69.8	69.8	69.8	69.8	CONDICION DE DISEÑO
10.	$\Delta T$ Para el Vidrio Solamente (8-9)	18.20	18.20	18.20	18.20	CALCULADO
11.	Emisancia Solar a Traves del Cristal (Max)	11	165	26	165	TABLA 6
12.	Corrección - Margen Metálico	1.17	1.17	1.17	1.17	TABLA 6
13.	Corrección - Persianas	0	0	0	0	
14.	Corrección - Punto de Rocío	1.12	1.12	1.12	1.12	TABLA 6
15.	Corrección - Neblina	0	0	0	0	TABLA 6
16.	Factor de Aislamiento <u>12</u> Hr, <u>100</u> lb/Ft <sup>2</sup>	0.12	0.12	0.12	0.12	TABLA 11
17.						
18.	Emisancia Solar a Traves del Cristal (11x12x13...x17) →	1.72	25.94	4.08	25.94	CALCULADO
19.	$\Delta T$ Techo Oscuro <u>60</u> lb/Ft <sup>2</sup>	8	8	8	8	
20.	Corr. Temp. Dis. - Temp. Int.					
21.	$\Delta T_e$ Neto	18	18	18	18	TABLAS 20, 20A NOTA 3
22.	$\Delta T$ Pared <u>40</u> lb/Ft <sup>2</sup>	12				
23.	Corr. Temp. Dis. - Temp. Int.	5				
24.	$\Delta T_e$ Neto	17	18	22	38	TABLAS 19, 20A NOTA 3

Punto de Rocío → (Dewpoint)  $49.8 - 67 = -17.2$   
 $\frac{17.2 \times 0.07}{10} = -0.120$   
 $1.0000 - (-0.120) = 1.12$

TABLA No. 3

MATERIALES

MOSAICO, TIERRA	-----	K = 5.00
PLASTA DE CEMENTO	-----	K = 8.00
CONCRETO	-----	K = 12.00
CORCHO	-----	K = 0.31
MADERA	-----	K = 0.80
MADERA CORCHO	-----	K = 0.30
MEZCLA	-----	K = 7.70
CENIZA	-----	K = 3.30
YESO	-----	K = 4.545
BARRO BLOCK	-----	K = 4.902
ZENOLITE 1 A 2	-----	K = 0.76
LADRILLO	-----	K = 6.13
FIBER GLASS 3 A 1	-----	K = 0.27
CARLITA	-----	K = 4.01
TEJA DE BARRO	-----	K = 4.902
MARMOLINA	-----	K = 20.0
FRIGOLITE	-----	K = 0.30
ASBESTO CEMENTO	-----	K = 1.15

f1 PELICULA DE AIRE INTERIOR.

f2 PELICULA DE AIRE EXTERIOR.

f1 = 1.20 TECHO INTERIOR.

f1 = 1.65 PARED INTERIOR.

f2 = 4.00 TECHO EXTERIOR.

f2 = 4.00 PARED EXTERIOR.

## TABLA N° 4

CARGA TERMICA

## (Q) CALOR RADIANTE

GANANCIA DE CALOR A TRAVES DE VIDRIOS

ORIENTACION	AREA (PIE <sup>2</sup> )	GANANCIA SOLAR TABLA N°6 Q1	CORRECCION POR MARCO METALICO - TABLA N°6 CMM	CORRECCION POR PUNTO DE ROCIO TABLA N° 6 CPR	FACTOR DE ALMACENA- MIENTO -- TABLA N°11 FA	C A L O R BTUH
ESTE	1137.31	165	1.17	1.12	0.12 =	29509
OESTE	201.28	165	1.17	1.12	0.12 =	5222
SUR	1137.31	26	1.17	1.12	0.12 =	4650
NORTE	407.72	11	1.17	1.12	0.12 =	705
						<u>40086</u>

$$Q1 = \text{AREA} \times Q1 \times \text{CMM} \times \text{CPR} \times \text{FA}$$

\* LOS FACTORES DE CORRECCION SE TOMARON DEL MANUAL DE ACONDICIONAMIENTO DE AIRE DE LA CIA. CARRIER.  
( VER APENDICE ) PAGS. 72 Y 73.

GANANCIA DE CALOR POR TRANSMISION EN PAREDES Y TECHOS

ORIENTAC'ON	AREA (PIE <sup>2</sup> )	$\Delta T$	COEFICIENTE DE TRANSMISION "U"		C A L O R BTUH
ESTE	318.20	18	0.40	=	2291
OESTE	78.40	38	0.43	=	1281
SUR	385.34	22	0.40	=	3391
NORTE	634.40	17	0.40	=	4314
TECHO	920 6	18	0.17	=	28170
PISC	920 6	18	0.37	=	61312
					<u>100759</u>

\*  $\Delta T$  = DIFERENCIA DE TEMPERATURA CORREGIDA. ( VER CAPITULO II )

TABLA Nº 6

GANANCIA DE CALOR POR TRANSMISION EN VENTANAS POR CONDUCCION

AREA TOTAL	$\Delta T$	COEFICIENTE "U"	CALOR BTUH
2884	18.8	0.55	29821

GANANCIA DE CALOR INTERNO

	CALOR BTUH
CALOR LIBERADO POR LOS OCUPANTES (10) (*)	
10 x 245 x 0.60 =	1470
ALUMBRADO:	
9206 x 3.5 x 1.25 x 3.4 =	136939
GANANCIA POR CARGA ADICIONAL PCR EQUIPO COM PUTARIZADO:	<u>909600</u>
CALOR SENSIBLE DEL CUARTO (RSH)	= 1'218,675
FACTOR DE SEGURIDAD 3%	= 36560
CALOR SUMINISTRADO POR AIRE EXTERIOR:	
7546 Pies <sup>3</sup> /min. x 18.8°F x 0.01 x 1.09 =	<u>1546</u>
CALOR SENSIBLE TOTAL (ERSH)	= <u>1'256,781 BTUH</u>

CALOR LATENTE

Nº DE OCUPANTES:	
10 x 0.60 x 205 =	1230
CALOR LATENTE DEL AIRE EXTERIOR SUMINISTRADO - AL CUARTO:	
7546 Pies <sup>3</sup> /min x 22gr/Lb x 0.01 x 0.68 =	<u>1129</u>
CALOR LATENTE TOTAL (ERLH)	= <u>2359</u>
CARGA TOTAL = ERSH + ERLH	= <u>1'259,140 BTUH</u>

CARGA TOTAL = 1'259,140/12000 = 104.9 TON. DE REFRIGERACION

(Ver detalle (\*) Pag.42).

Volúmen de aire necesario para refrigeración. (Según el capítulo I del manual Carrier.

$$PCM = \frac{\text{CALOR SENSIBLE}}{1.08 (\Delta T)} \quad \text{AL NIVEL DEL MAR}$$

$$PCM = \frac{1'218,675}{1.08 \times 16.3} = 69227 \times 1.3$$

Volúmen de aire necesario para refrigeración.

$$PCM = \text{CORREGIDOS} = 89995 \quad \text{Pie}^3/\text{min.}$$

$$PCM = 89995 = 90,000 \text{ PCM (Pie}^3/\text{min.)}$$

CON UN 8% DE AIRE DE RETORNO

$$CPM = 7546$$

NECESITAREMOS POSTERIORMENTE USAR

$$\text{EL FACTOR DE CALOR SENSIBLE} = \frac{\text{CALOR SENSIBLE TOTAL}}{\text{CARGA TOTAL}}$$

$$f.c.s. = \frac{1'218,675}{1'259,140} = 0.96$$

CALCULO DE LAS TEMPERATURAS DE ENTRADA Y SALIDA DEL AIRE EN EL EQUIPO MANEJADORA DE AIRE CON -- LAS SIGUIENTES ECUACIONES:

$$TEDB = TRM \quad 69.8^{\circ}\text{F} + \text{CFMoa} \frac{7546}{\text{CFM}+90,000} \times (89.6^{\circ}\text{F} - 69.8^{\circ}\text{F}) = 71.6^{\circ}$$

$$\text{CFMoa} = \text{Pies}^3/\text{min aire exterior.}$$

DONDE:

TEDB = TEMPERATURA DE ENTRADA DE BULBO SECO.

TRM = TEMPERATURA MEDIA DEL CUARTO.

CFM.a = VOLUMEN DE AIRE EXTERIOR PIE<sup>3</sup>/MIN.

$$\text{TELD} = \text{TADP } 50^{\circ}\text{F} + 0.018\text{F} \times (\text{TEDB } 71.6^{\circ}\text{F} - \text{TADP } 50^{\circ}\text{F}) = 50.2^{\circ}\text{F}$$

CON TEDB  $71.6^{\circ}\text{F}$  = TEMPERATURA DE ENTRADA BULBO SECO.

CON TLDB  $50.2^{\circ}\text{F}$  = TEMPERATURA DE SALIDA BULBO SECO.

CON TAP  $50^{\circ}\text{F}$  = TEMPERATURA DEL PUNTO DE ROCIO.

Con estas temperaturas calculamos las temperaturas de bulbo húmedo en carta psicrométrica. (ver nomograma 3-1) Pag. 44

TEWB =  $56.0^{\circ}\text{F}$  = TEMPERATURA DE BULBO HUMEDO DE ENTRADA.

TLWB =  $48.0^{\circ}\text{F}$  = TEMPERATURA DE BULBO HUMEDO DE SALIDA.

Estas temperaturas fueron calculadas del monograma No. 3-1.

Todas estas temperaturas servirán como datos en la selección de las unidades impulsoras de aire.

#### GANANCIA DE CALOR INTERNO

Descripción de cálculos correspondientes a la Pag. 41

En el interior del cuarto de cómputo, además del calor que liberan los ocupantes y la carga de alumbrado. En la Pag.77 se encuentra la -- tabla 48 del apéndice, perteneciente al manual de aire acondicionado de la Cía. Carrier, proporciona la cantidad de calor que libera un -- oficinista que labora en un cuarto a temperatura ambiente de  $75^{\circ}\text{F}$  -- (suponiendo que no trabaja el aire acondicionado). Esta tabla propor-- ciona dos valores:

CALOR SENSIBLE 245 BTUH/persona.

CALOR LATENTE 205 BTUH/persona.

Se consideró, además, un factor de diversidad de 0.6. (Ver Tabla No.14 Pag. 43.

Parte del calor generado dentro del cuarto, se considera sensible y -- parte latente.

sults in the peak cooling load occurring at about 4 p.m. in the spaces with this exposure.

The weight of the materials surrounding the room in Example 1 is 97.4 lb/sq ft of floor area.

Reduction in cooling load for a 5 F swing (Table 13)  
 $= 20 \times 20 \times 1.4 \times 5 = 1680$  Btu/hr.

Cooling load = 10,890 - 1680 = 9210 Btu/hr.

(For comparison purposes, the instantaneous heat gain from sun, lights, and people in this particular room is 14,610 Btu/hr.)

Since the normal thermostat setting is about 75 F or 76 F db, the design temperature (78 F = 75 F thermostat setting + 3 F swing) occurs only on design peak days at the time of peak load. Under partial load operation, the room temperature is between 75 F db and 78 F db, or at the thermostat setting (75 F), depending on the load.

#### PRECOOLING AS A MEANS OF INCREASING STORAGE

Precooling a space below the temperature normally desired increases the storage of heat at the time of peak load, only when the precooling temperature is maintained as the control point. This is because the potential temperature swing is increased, thus adding to the amount of heat stored at the time of peak load. Where the space is pre-cooled to a lower temperature and the control point is reset upward to a comfortable condition when the occupants arrive, no additional storage occurs. In this situation, the cooling unit shuts off and there is no cooling during the period of warming up. When the cooling unit begins to supply cooling again, the cooling load is approximately up to the point it would have been without any precooling.

Precooling is very useful in reducing the cooling load in applications such as churches, supermarkets, theaters, etc., where the precooled temperature can be maintained as the control point and the temperature swing increased to 8 F or 10 F.

#### DIVERSITY OF COOLING LOADS

Diversity of cooling load results from the probable non-occurrence of part of the cooling load on a design day. Diversity factors are applied to the refrigeration capacity in large air conditioning systems. These factors vary with location, type and size of the application, and are based entirely on the judgment of the engineer.

Generally, diversity factors can be applied to people and light loads in large multi-story office, hotel or apartment buildings. The possibility of having all of the people present in the building and all of the lights operating at the time of peak load are slight. Normally, in large office buildings,

some people will be away from the office on other business. Also, the lighting arrangement will frequently be such that the lights in the vacant offices will not be on. In addition to lights being off because the people are not present, the normal maintenance procedure in large office buildings usually results in some lights being inoperative. Therefore, a diversity factor on the people and light loads should be applied for selecting the proper size refrigeration equipment.

The size of the diversity factor depends on the size of the building and the engineer's judgment of the circumstances involved. For example, the diversity factor on a single small office with 1 or 2 people is 1.0 or no reduction. Expanding this to one floor of a building with 50 to 100 people, 5% to 10% may be absent at the time of peak load, and expanding to a 20, 30 or 40-story building, 10% to 20% may be absent during the peak. A building with predominantly sales offices would have many people out in the normal course of business.

This same concept applies to apartments and hotels. Normally, very few people are present at the time the solar and transmission loads are peaking, and the lights are normally turned on only after sundown. Therefore, in apartments and hotels, the diversity factor can be much greater than with office buildings.

These reductions in cooling load are real and should be made where applicable. Table 14 lists some typical diversity factors, based on judgment and experience.

**TABLE 14—TYPICAL DIVERSITY FACTORS FOR LARGE BUILDINGS**

(Apply to Refrigeration Capacity)

TYPE OF APPLICATION	DIVERSITY FACTOR	
	People	Lights
Office	.75 to .90	.70 to .85
Apartment, Hotel	.40 to .60	.30 to .50
Department Store	.80 to .90	.90 to 1.0
Industrial*	.85 to .95	.80 to .90

Equation:

$$\text{Cooling Load (for people and lights), Btu/hr} \\ = (\text{Heat Gain, Btu/hr, Chapter 7}) \\ \times (\text{Storage Factor, Table 12}) \times (\text{Diversity Factor, above table})$$

\*A diversity factor should also be applied to the machinery load. Refer to Chapter 7.

Use of Table 14

— Typical Diversity Factors for Large Buildings

The diversity factors listed in Table 14 are to be used as a guide in determining a diversity factor for any particular application. The final factor must



Se considera sensible al calor generado sin acompañarse de un cambio de estado. De otra manera se llama latente.

En un caso la temperatura de bulbo seco es variable y en el otro constante.

Tanto los ocupantes, como el aire de renovación que entran al cuarto, son portadores de calor sensible y de calor latente.

El calor sensible aportado por el aire exterior, se calculó por la siguiente fórmula, que proporciona el manual Carrier, Capítulo I.

$$Q \text{ sensible} = \text{CFM} \times \Delta T \times \text{BF} \times 1.09$$

Donde:

CFM = Cantidad de aire exterior que se renueva por minuto.

$\Delta T$  = Es la diferencia de temperatura corregida (calculada en el capítulo 2)

BF = Es un factor de desvío (ByPass) que considera el aire que no entra en contacto con la superficie del serpentín.

1.09 = Es un factor de unidades.

Análogamente el calor latente, proporcionado por el aire exterior, se calcula por la siguiente fórmula:

$$Q \text{ latente} = \text{CFM} \times \Delta W_{\text{esp}} \times \text{BF} \times .68$$

Tomada también del Capítulo I del manual Carrier.

Donde:

CFM = Es la cantidad de aire exterior que se renueva por minuto.

$\Delta W_{\text{esp}}$  = Es la diferencia entre las humedades específicas del aire exterior y del aire interior.

BF = Es el factor de desvío.

0.68 = Es un factor de unidades.

Se consideró que en el local laboran normalmente 10 personas, con un factor de diversidad de 0.60

Además se consideró que el aire se renueva cinco veces por hora.

Como el volumen del cuarto de cómputo es de:

$$\text{Area} = 9206 \text{ Pies}^2.$$

$$\text{Altura} = 3 \text{ mts.}$$

$$\text{Volumen} = 9206 \times 3 / 0.305 = 90550 \text{ Pies}^3.$$

Suponiendo que el aire se renueva cinco veces por hora, se tiene:

$$\text{CFM} = \frac{90550 \times 5}{60} = 7546$$

Se consideró un factor de desvío del 1%.

El alumbrado es otra fuente de calor sensible.

Se consideró para su cálculo, la densidad de 3.5 watts/pie<sup>2</sup>, calculado en el Capítulo I, y un 25% adicional para el calor liberado en reactores (balastras) y se convirtió a unidades térmicas.

## CAPITULO IV

En los capítulos anteriores, hemos calculado la cantidad de calor que es necesario desalojar del cuarto de cómputo. Para hacerlo - se escogió el sistema ilustrado en la Fig. 15. En esa figura, se muestra que el calor se desaloja en dos etapas, cada uno de ellos en circuito cerrado.

A) CIRCUITO DE AIRE DE ENFRIAMIENTO.

B) CIRCUITO DE AGUA DE ENFRIAMIENTO.

A) CIRCUITO DE AIRE DE ENFRIAMIENTO.

Consiste en la inyección de aire frío al cuarto de cómputo, a través de rejillas colocadas debajo de las máquinas. Este aire proviene de la cámara plena que se ilustra en el corte del cuarto de la Fig. No. 3.

El aire frío elimina el calor liberado por el equipo de manejo de datos, del personal, del alumbrado, el que penetra por ventanas y paredes etc. Al transferirse ese calor, aumenta la temperatura -- del aire de enfriamiento.

El aire calentado es nuevamente enfriado a través de (9) impulsoras de aire, en la Fig. 15, se muestra solo una de ellas.

El volúmen de aire se calculó en función del calor sensible requerido aplicando la fórmula siguiente:

$$\Delta V = \frac{Q \text{ Sensible}}{1.08 \Delta T}$$

Donde:

$$\Delta T = \text{Diferencia de temperatura de entrada y salida de la unidad impulsora.}$$

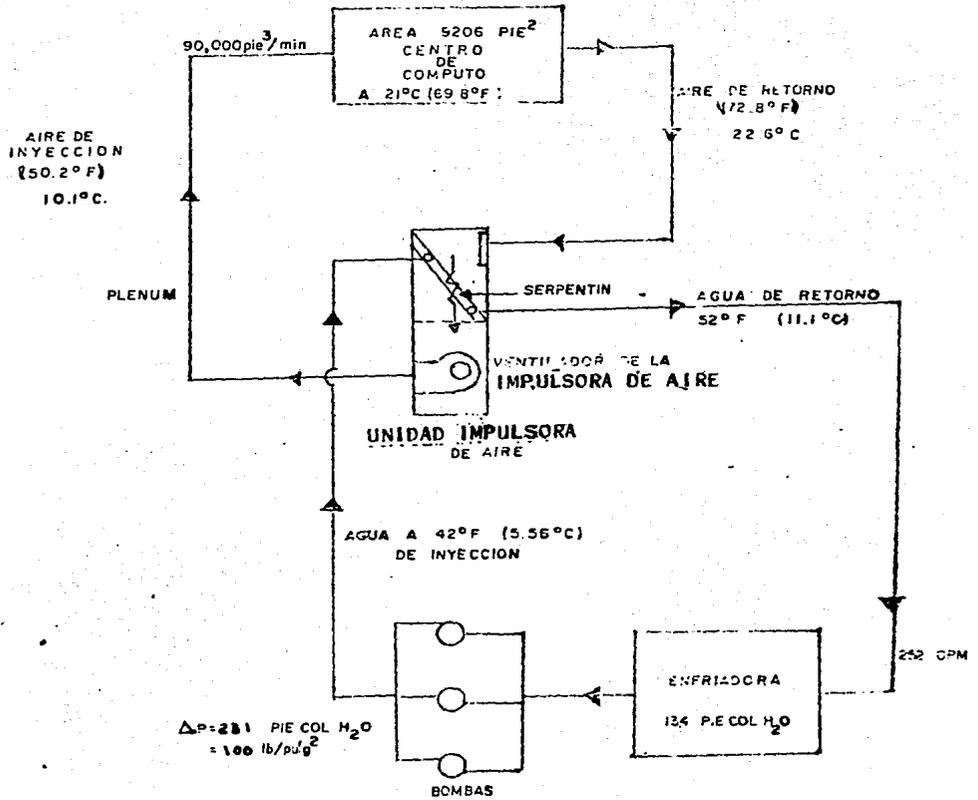


FIG. 15 DIAGRAMA DE FLUJOS EN EL SISTEMA DE AIRE ACCONDICIONADO

El factor 1.09. es aplicable al nivel del mar para una altura de 7500 Pies sobre el nivel del mar. El volúmen calculado hay que multiplicarlo por el factor 1.3, por lo tanto se requiere:

$$\Delta V = \left( \frac{1221370}{1.08 \times 16.3} \right) \times 1.3$$

$$\Delta V = 90193 \text{ Pie}^3/\text{min.}$$

Se ha supuesto que al impulsor entra el aire a 72.8°F y sale del mismo a la cámara plena a 50.2°F (10.1°C). Los 1'259,140 BTUH, fueron calculados en el capítulo anterior, por lo tanto para la localización del equipo, conviene utilizar 9 unidades impulsoras que aparecen en la Fig. N°2. Le corresponderá a cada una de ellas 10,000 Pie<sup>3</sup>/min. (CFM), en la Fig. N° 16 se muestra el monograma de la Cfa. CARRIER mediante el cual se selecciona el tamaño y modo del impulsor.

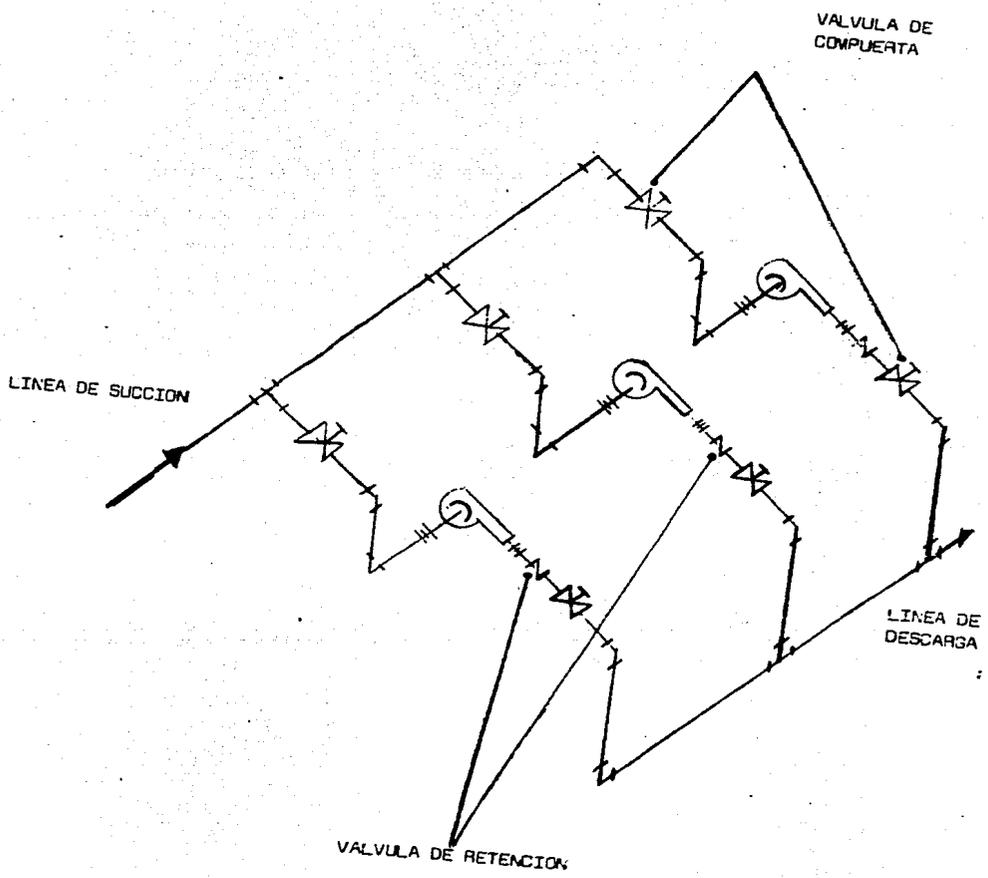
#### B) CIRCUITO DE AGUA DE ENFRIAMIENTO.

El calor cedido por el aire en los impulsores, es transferido a -- unos serpentines localizados en los mismos, por estos circula agua de enfriamiento, la cual es enviada a una unidad enfriadora de donde es devuelta como agua fría a las unidades impulsoras mediante dos bombas que operan en paralelo. En la Fig. 17 aparecen dos bombas y una de reserva.

En la Fig. 18 se muestran las redes de las tuberías que alimentan a las impulsores, así como su retorno; en la tabla N° 7 se muestran las dimensiones de los ramales de tubería, longitud equivalente y las pérdidas por fricción.

El tamaño de los impulsores de aire, se calculó utilizando el nomograma de la Cfa. Carrier, mostrado en la Fig. 16.





TUBERIA DE BOMBAS EN PARALELO  
FIG. No. 17

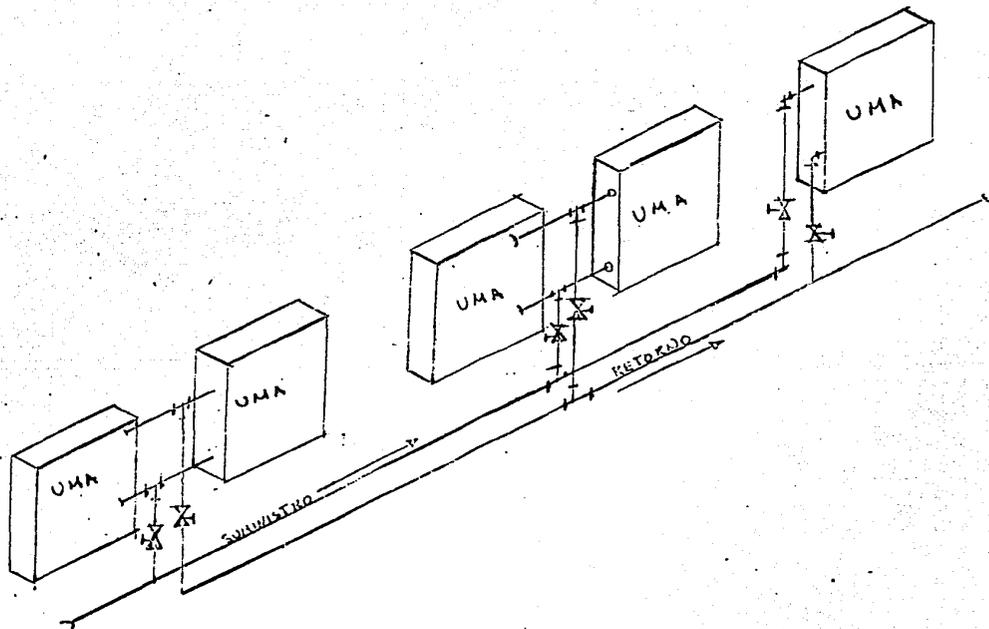


FIG 18 REDES DE TUBERIAS QUE ALIMENTAN A LAS MANÉJADORAS DE INYECCION Y DE RETORNO.

En el nomograma se entra con la velocidad del aire, (la que se consideró como el punto máximo del rango, recomendado por la Cfa. -- Carrier de 550 Pies/min para confort), además se entra con el flujo de aire de 10,000 Pies<sup>3</sup>/min. (CFM) en la intersección del gasto correspondiente de 10,000 Pies<sup>3</sup>/min., con la velocidad de 550 Pies/min. Se observa que pasa entre la curva No.18 y la No.21 -- que corresponden a los tamaños de las unidades prefabricadas de la Compañía, tomando la inmediata superior que es la No.21.

El eje izquierdo presenta el tamaño del impulsor y el área de la cara del serpentín, siendo para el tamaño seleccionado de 20.4 -- Pies<sup>2</sup>.

En la parte inferior y superior del mismo nomograma, se completa la selección del serpentín adecuado.

Utilizando las escalas de temperatura de bulbo seco y bulbo húmedo, de entrada al aparato que se encuentran en la parte superior y las temperaturas de bulbo seco y bulbo húmedo, de salida del aparato en la parte inferior del nomograma, estas temperaturas, fueron calculadas en el capítulo III. Se unen con una línea las temperaturas de bulbo húmedo de entrada y salida, en el punto de intersección.

Determina la ordenada que junto con la velocidad del aire, permite seleccionar como en este caso el serpentín 4/8 (4 hileras, 8 aletas por pulgada).

En la tabla No.7, se muestran las dimensiones de los ramales de tubería, el gasto de agua. Se determinó de la hoja de datos técnicos para equipos enfriadores. (Ver apéndice en Pag. 70).

Con la temperatura entrante del aire al condensador 85°F, que es la temperatura del medio ambiente localizamos la hilera de datos a la temperatura de 42°F, que es la temperatura del agua enfriada a la -- salida del enfriador, con la capacidad requerida para nuestro sistema que es de 102 toneladas de refrigeración.

Caemos en la fila de 86.1 y 104 toneladas, por lo que tomamos la superior que es de 104 toneladas, en ese mismo renglón sacamos - los otros datos como son:

- 1.- Temperatura saturada de descarga 113.5°F.
- 2.- Galones por minuto 251 y la caída de presión en el enfriador 13.4 Pies H<sub>2</sub>O.
- 3.- Consumo eléctrico de los motores del compresor 109.4 kw.

Estas tablas están basadas en el incremento de 10°F y un factor de suciedad de 0.0005 cm. en el enfriador.

La unidad enfriadora seleccionada es la modelo 30GA-105 con capacidad nominal de 110.7 toneladas de refrigeración, compuesta por -- dos circuitos de refrigeración, 4 compresores semiherméticos, 2 -- abanicos para serpentín, condensador con motores de 7½ Hp, protecciones de baja y alta presión, control de temperatura de 4 etapas, protección contra congelamiento por temperatura, protección de sobrecarga, con características eléctricas de 230 volts, 3 fases, -- 60 ciclos.

Las unidades impulsoras de aire seleccionadas, fueron los modelos 39E21 marca Carrier, con ventilador centrífugo acoplado a motor -- eléctrico de 7½ Hp, con polea y bandas con capacidad de manejar -- 10,000 Pies<sup>3</sup>/min., serpentín para agua helada, 4 hileras, 8 aletas por pulgada, caja mezcladora, filtros, charola para condensados y cubrebandas.

La caída de presión calculada en el sistema, es de aproximadamente de 231 Pies, columna de agua incluyendo las pérdidas de tubería y accesorios utilizados, por lo que se requiere un equipo de bombeo que sea capaz de manejar 252 GPM a una presión diferencial de 231 Pies de agua. (Ver Fig. 17).

Con el objeto de garantizar la continuidad del servicio, se pensó en utilizar una unidad de bombeo de emergencia, para que esta unidad no fuera demasiado grande, se seleccionó un arreglo en el cual hubieran normalmente en servicio dos unidades de bombeo trabajando en paralelo y una de reserva de la misma capacidad; esta alternativa, se prefirió con relación a la de usar una bomba de servicio y una de emergencia, por lo tanto se seleccionaron 2 de 15 Hp, potencia calculada con la ecuación:

$$\text{POTENCIA} = \frac{\text{GPM} \times \text{Carga Dinámica en Pies H}_2\text{O}}{4000 \times \text{Eficiencia de Bombeo}}$$

$$\text{POTENCIA} = \frac{231 \text{ Pies H}_2\text{O} \times 252 \text{ GPM}}{4000 \times 70\%} = 20.79 \text{ HP}$$

Que corregida por altitud requiere:

$$\text{POTENCIA} = 20.79 \times 1.3 = 27.02 = 30 \text{ Hp}$$

Siendo 1.3 el factor de corrección por altitud.

En el capítulo anterior se analizó el equipo necesario para el enfriamiento del cuarto de cómputo. Este equipo requiere para su funcionamiento, de equipo auxiliar para el control del mismo en el sistema seleccionado, se decidió controlar la temperatura variando la cantidad de agua fría que circula a través del serpentín de la unidad impulsora de aire. (Ver Fig. 19).

Se instalaron en el centro de cómputo, 9 termostatos ajustables entre 40°F y 90°F, uno para cada unidad impulsora de aire, así como válvulas de 3 vías motorizada que proporcionarán un gasto por la acción de un termostato operando las válvulas a 24 volts, corriente alterna y con 2"Ø de diámetro.

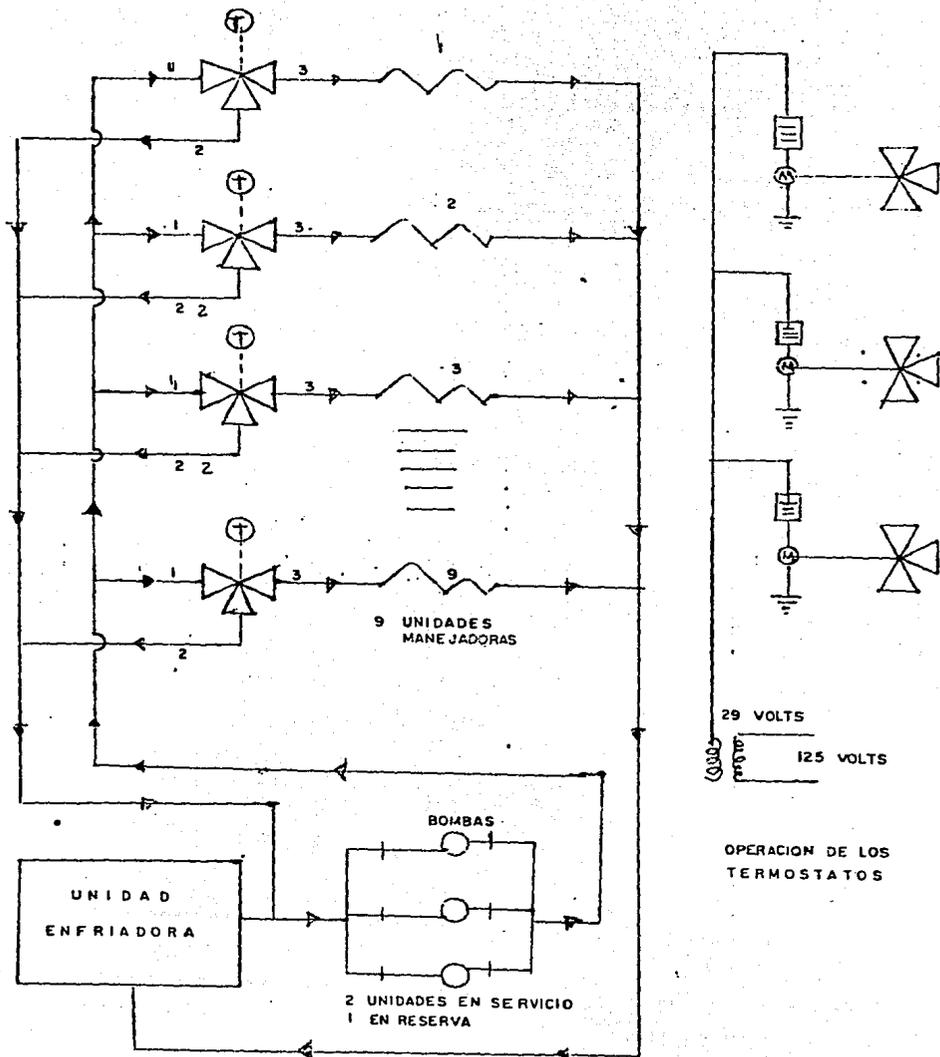


FIG 19 CONTROL DE TEMPERATURA POR DERIVACION DE FLUJO DE AGUA DE ENFRIAMIENTO

El control de humedad como se señaló en el tercer capítulo, el clima que requiere la computadora, debe asegurar una humedad relativa de 45% en tiempos secos. La humedad relativa en la Cd. de México es de 32%, esto implica que eventualmente hay que agregar humedad al cuarto de cómputo para mantener la requerida.

Para el cálculo de la capacidad del humidificador se aplica la siguiente fórmula:

$$\text{Lb de agua/HR} = \frac{\text{CFM Ext.} \times 60 \times \text{FCD} \times (\text{Wesp Ext.} - \text{Wesp Int.})}{\text{Vesp} \times 7000}$$

Donde:

CFM = Cantidad de aire de ventilación.

FCD = Factor para la Cd. de México.

VESP = Volúmen específico.

Wesp. Ext. = Humedad específica exterior.

Wesp. Int. = Humedad específica interior.

$$\text{Lb de agua/HR} = \frac{7546 \times 60 \times 0.77 \times (70 - 61)}{13.5 \times 7000}$$

$$\text{Lb de agua/HR} = 40.58$$

$$40.58 \text{ Lb de H}_2\text{O/HR} / 2.2 = 18.44 \text{ Kg/HR.}$$

18.44 Kg/HR Capacidad del humidificador.

Con el objeto de proporcionar esta humedad, se instalarán en el lugar 9 humidificadores alimentados por un tanque de expansión y controlados cada uno de ellos por un humidostato con una capacidad de ajuste entre 0 y 70% HR.

Estos humidificadores se localizan a la salida de cada unidad impulsora de aire, humedeciendo el ambiente, evaporando el agua que se mantiene en un recipiente de cobre, por medio de una válvula de --

TABLA N° 7

LONGITUDES EQUIVALENTES DE TUBERIA

COLECTOR PRINCIPAL	CAUDAL GPM	DIAMETRO PULG	LONGITUD PIES	ACOPAMIENTOS	LONGITUD EQUIVALENTE ACOPAMIENTOS PIES	LONGITUD EQUIVALENTE TOTAL PIES	PERDIDA POR FRICTION PIES DE AGUA	PERDIDA TOTAL PIES DE AGUA
R <sub>0</sub> -R <sub>1</sub>	252	4	141	Ver Pág 80	Ver Pág 80	351.8	Ver Pág 71 4.4	15.45
R <sub>1</sub> -R <sub>2</sub>	252	4	4	1 Tee 3"Ø 1 reducción 4 2 3/4"	5 9	18	4.4	0.79
R <sub>2</sub> -R <sub>3</sub>	140	3	15	Ver Pág 80	Ver Pág 80	50.2	3.5	1.78
R <sub>3</sub> -R <sub>4</sub>	112	2 1/2	25	1 Tee 2 1/2"Ø 1 reducción 2 1/2 2 1/2" 2 válvulas 2"Ø 3 codos 2"Ø	4.1 5 2.3 5	53.70	4	2.15
R <sub>4</sub> -R <sub>5</sub>	84	2	22	1 Tee 2"Ø 3 codos 2"Ø 2 válvulas 2"Ø	3.3 5 2.3	44.4	5.5	2.47
R <sub>5</sub> -R <sub>6</sub>	56	2	26	1 Tee 2"Ø 1 codo 2"Ø 2 válvulas 2"Ø	3.3 5 2.3	16.9	5.5	2.69
R <sub>6</sub> -R <sub>7</sub>	28	2	20	3 codos 2"Ø	5	35	1.5	0.52
R <sub>2</sub> -R' <sub>3</sub>	112	2 1/2	62	1 Tee 2 1/2"Ø 3 codos 2 1/2"Ø 2 reducciones 2 1/2 2 1/2" 2 válvulas 2"Ø	4.1 5 5 5	104.1	4	4.36
R' <sub>3</sub> -R' <sub>4</sub>	84	2	34	1 Tee 2"Ø 3 válvulas 2"Ø	3.3 5	52.3	5.5	2.88
R' <sub>4</sub> -R' <sub>5</sub>	56	2	70	1 Tee 2"Ø 1 codo 2"Ø 3 válvulas 2"Ø	3.3 5 5	93.3	5.5	5.13
R' <sub>5</sub> -R' <sub>6</sub>	28	2	52	1 codo 2"Ø 3 válvulas 2"Ø	5 5	72	5.5	3.96
							TOTAL	42.21

flotador, que mantiene el nivel de agua que requiere el recipiente. Cuando la humedad en el cuarto aumenta del límite establecido de -- 45% HR, el humidostato cierra el circuito de alimentación de unas - resistencias de 2 kwatts, destinadas a producir la evaporación del agua, no deben encenderse si no hay flujo de aire, porque se pueden dañar. Cada equipo de control de humedad viene previsto de un interruptor de veleta, que bloquea la función del humidificador cuando no hay flujo de aire.

#### TABLERO DE CONTROL

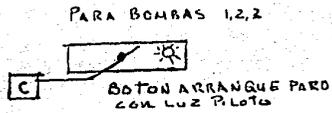
Para el arranque y paro de las bombas de la unidades manejadoras de aire y el sistema de humidificador, se construyó un tablero de control con arrancadores y contactores controlados por interruptores - magnéticos, de operación manual. (Ver Fig. 20).

Este tablero se encuentra instalado dentro del centro de cómputo, - distribuido en la siguiente forma:

- Primera hilera.- Parte superior 5 interruptores con luz piloto - para las unidades impulsoras numeradas de iz--- quierda a derecha 1, 2, 3, 4 y 5. Oprimiendo el interruptor, se enciende el foco piloto indicando que la unidad está funcionando.
- Segunda hilera.- 3 interruptores para poner en funcionamiento -- las bombas 1, 2 y 3 (funcionando normal 2 bombas).
- Tercera hilera.- 2 grupos de 4 focos piloto, cada uno indica el - funcionamiento de los compresores de la unidades enfriadoras.
- Cuarta hilera.- 2 interruptores para unidades 1 y 2, los cuales deben normalmente estar oprimidos indicando que las 2 unidades están en condiciones de funciona- miento.

FIGURA N° 20

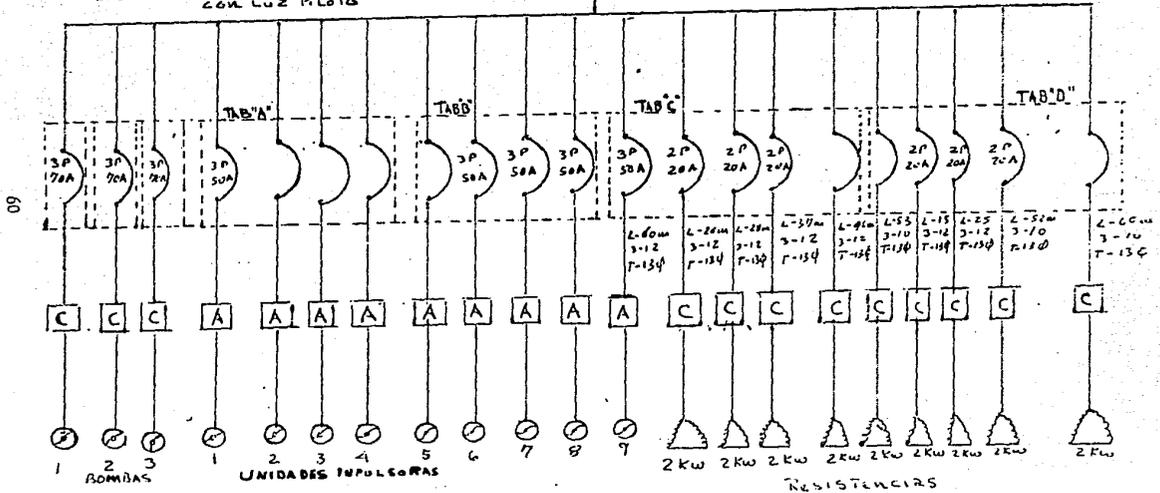
TABLE RO DE CONTROL



LINTA"

3P-400A

INTERRUPTOR  
TERMOMAGNETICO



### ALARMA AUDIBLE DE ALTA TEMPERATURA

En caso de falla del equipo se prevé la utilización de una alarma. Se encuentra instalada en la parte superior del tablero de control, la cual está controlada por un termostato de cuarto, el cual está ajustado a una temperatura de 24°C, el cual al llegar a la temperatura ajustada hace sonar una campana indicando que la temperatura dentro del centro de cómputo, está fuera de control. La campana se encuentra instalada arriba del falso plafón sobre la columna en que se encuentra el tablero de control.

### COMPARACION DE REFRIGERANTES

Se compararon 3 refrigerantes: R11, R12 y R22.

El refrigerante R-11, trabaja a presiones más bajas que la atmosférica, por lo que los sistemas que utilicen este refrigerante, deben poseer equipos con purga del aire que entre en el sistema.

Los refrigerantes R-12 y R-22, son convenientes por la pequeña potencia, necesaria por tonelada, ya que no son tóxicos ni corrosivos; una ventaja del R-12 sobre el refrigerante R-22, es su menor costo, más bajas presiones de condensación, menor tendencial al escape, y menores temperaturas a la salida del compresor.

Una ventaja del refrigerante R-22 es el caudal en volumen por tonelada es pequeño, por lo tanto para conseguir una capacidad de refrigeración dada, un sistema con refrigerante R-22 usa un compresor menor que cuando se usa el refrigerante R-12.

El refrigerante R-12 y el aceite son miscibles, mientras que el refrigerante R-22 es parcialmente miscible.

La miscibilidad del aceite lubricante y el refrigerante del compresor es importante, un poco de aceite saldrá del compresor con el vapor refrigerante caliente para lubricar convenientemente los pistones y las válvulas de escape.

Este aceite pasa a través del condensador y llega al evaporador. -- En el evaporador, se vaporiza y sale dejando el aceite con lo que se reduce la efectividad de transmisión del calor en el evaporador. Para evitar que el aceite llegue al evaporador o para extraerlo si se acumula en éste, un separador de aceite situado en la conducción de escape, separa continuamente el aceite y lo devuelve al compresor, generalmente la velocidad en la tubería de admisión debe ser lo suficientemente alta para que el aceite regrese al compresor.

El refrigerante R-22, es similar al R-12 en sus características, sin embargo, tiene presiones de saturación mucho más altas que el refrigerante R-12 para temperaturas equivalentes; tiene un calor latente de evaporación mucho mayor y un volumen específico inferior, por lo que para un volumen dado de vapor de este refrigerante saturado, el R-22 tiene mayor capacidad de refrigeración. Este hecho permite el uso de menores desplazamientos en el compresor, prácticamente en cualquier líquido puede ser usado para absorber calor por evaporación, el agua es ideal en muchos aspectos, pero hierve a temperaturas demasiado altas para usarse en operaciones de enfriamiento normales, y se congela a temperaturas demasiado altas para usos en baja temperatura. Un refrigerante debe satisfacer dos importantes requisitos así como:

- 1.) Debe transferir el calor rápidamente a la temperatura requerida por la carga.
- 2.) El sistema debe usar el mismo refrigerante constantemente, por razones de economía y para enfriamiento continuo.

Con el objeto de comparar los refrigerantes, se hicieron cálculos de su comportamiento, resumiendo los resultados en la tabla No. 8

En esta tabla se deduce que el refrigerante desde el punto de vista térmico, es el R-11, sin embargo como este refrigerante solo opera a presiones más bajas que la atmosférica no es aconsejable en compresores

Alternativos, por lo que el que debería ocuparse es el R-22, que favorece una instalación compacta que no crea problemas con la lubricación.

Cálculo del comportamiento de los refrigerantes.

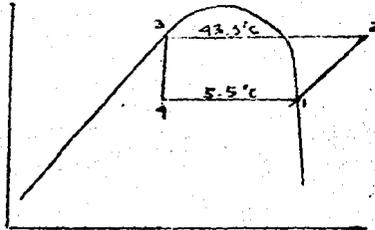


Fig. N° 21

Ciclo de refrigeración utilizando refrigerante R-11. Valores observados en la Carta de Molliere correspondiente.

$$\begin{aligned}
 h_1 &= 54.030 \text{ cal/Kg.} \\
 h_2 &= 58.590 \text{ cal/Kg.} \\
 h_3 &= h_4 = 17 \text{ cal/Kg.}
 \end{aligned}$$

$$\text{Efecto Refrigerante} = h_1 - h_4 = 54.030 - 17 = 37.03 \text{ cal/Kg.}$$

$$\begin{aligned}
 \text{Caudal de Refrigerante} &= \frac{(102.9 \text{ Ton}) (50.4 \text{ cal}/(\text{min})(\text{Ton}))}{37.03 \text{ cal/Kg.}} \\
 &= 140 \text{ Kg/min.}
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 \text{Potencia en el compresor} &= (140 \text{ Kg/min}) (58.590 - 54.030) \\
 &= 638.4 \text{ cal/min convertidos en HP}
 \end{aligned}$$

$$\text{HP} = 638.4 \text{ cal/min.} \frac{427 \text{ m-kg/cal}}{(76 \text{ (m-kg/seg)/HP})(60 \text{ seg/min})}$$

$$\text{HP} = 59.78$$

$$\text{Coeficiente de Funcionamiento} = \frac{h1 - h4}{h2 - h1} = \frac{37.03}{4.56} = 8.12$$

$$\begin{aligned} \text{Caudal en Volumen por Tonelada} &= \frac{(140 \text{ kg/min}) (0.1955 \text{ m}^3/\text{kg})}{10.9} \\ &= 0.265 \text{ m}^3/\text{ton.} \end{aligned}$$

$$\text{Potencia por Tonelada} = \frac{59.78}{10.9} = 0.580 \text{ HP/ton}$$

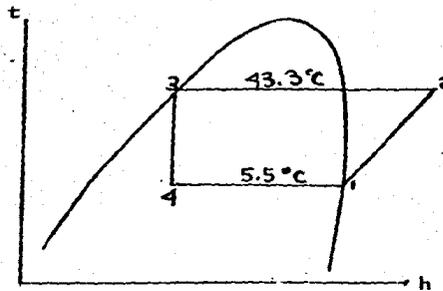


Fig. No. 22

Ciclo de refrigeración utilizando refrigerante R-12. Valores observados en carta de Molliere correspondiente.

$$\begin{aligned} h1 &= 45.7 \text{ cal/kg.} \\ h2 &= 52.5 \text{ cal/kg.} \\ h3 &= h4 = 19 \text{ cal/kg.} \end{aligned}$$

$$\text{Efecto Refrigerante} = h - h4 = 45.7 - 19 = 26.7 \text{ cal/kg.}$$

$$\begin{aligned} \text{Caudal de Refrigerante} &= \frac{(102.9 \text{ ton.}) (50.4 \text{ cal}/(\text{min})(\text{ton.}))}{26.7 \text{ cal/kg.}} \\ &= 194.23 \text{ kg/min.} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \text{Potencia en el Compresor} &= (52.5 - 45.7) (194.23 \text{ kg/min}) \\ &= 1320.7 \text{ cal/min convertidos en HP.} \end{aligned}$$

$$\text{IIP} = 1320.7 \text{ cal/min} \frac{427 \text{ m-kg/cal}}{(76 \text{ (mkg/seg)/IIP}) (60 \text{ seg/min})}$$

$$\text{HP} = 123.67 \text{ HP}$$

$$\text{Coeficiente de Funcionamiento} = \frac{h1 - h4}{h2 - h1} = \frac{26.7}{6.8} = 3.92$$

$$\begin{aligned} \text{Caudal en volúmen por tonelada} &= \frac{(194.23 \text{ kg/min}) (0.1653 \text{ m}^3/\text{kg})}{102.9 \text{ ton.}} \\ &= 0.312 \text{ m}^3/\text{ton} \end{aligned}$$

$$\text{Potencia por tonelada} = \frac{123.67 \text{ HP}}{102.9 \text{ Ton}} = 1.20 \text{ IIP/ton}$$

Ciclo de refrigeración utilizando refrigerante R-22. Valores observados en carta de Molliere correspondiente.

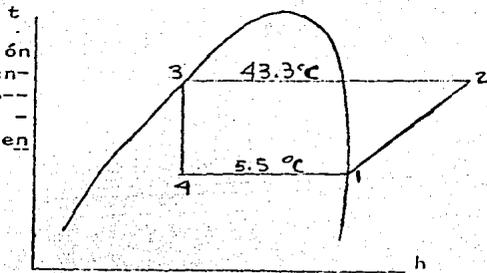


Fig. N° 23

$$h1 = 62 \text{ cal/kg.}$$

$$h2 = 67 \text{ cal/kg.}$$

$$h3 = h4 = 27 \text{ cal/kg.}$$

$$\text{Efecto de Refrigerante} = h1 - h4 = 62 - 27 = 35 \text{ cal/kg.}$$

$$\begin{aligned} \text{Caudal de Refrigerante} &= \frac{(102.9 \text{ ton})(50.4 \text{ cal}/(\text{min})(\text{ton}).)}{35 \text{ cal/kg}} \\ &= 148.17 \text{ kg/min.} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \text{Potencia del Compresor} &= (148.17 \text{ kg/min})(67 \text{ cal/kg} - 62 \text{ cal/kg}) \\ &= 740.85 \text{ cal/min convertidos a HP} \end{aligned}$$

$$\text{HP} = 740.85 \text{ cal/min} \frac{427 \text{ m-kg/cal}}{(76 \text{ (m-kg/seg)/HP})(60 \text{ seg/min})}$$

$$\text{HP} = 69.37 \text{ HP}$$

$$\begin{aligned} \text{Coeficiente de Funcionamiento} &= \frac{h1 - h4}{h2 - h1} = \frac{35}{5} = 7 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \text{Caudal en Volúmen por Ton.} &= \frac{(148.17 \text{ kg/min})(0.2245 \text{ m}^3/\text{kg})}{102.9 \text{ ton.}} \\ &= 0.323 \text{ m}^3/\text{ton} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \text{Potencia por Tonelada} &= \frac{69.37 \text{ HP}}{102.9 \text{ ton.}} = 0.674 \text{ HP/ton} \end{aligned}$$

TABLA N° 8

EVALUACION DE COMPORTAMIENTO  
DE REFRIGERANTES

	R-11	R-12	R-22
TEMPERATURA COND. 43.3°C TEMPERATURA EVAP. 5.5°C			
EFFECTO REFRIGERANTE	37.03 cal/kg	26.7 cal/kg	35 cal/kg
CAUDAL DE REFRIGERANTE	140 kg/min.	194.23 kg/min.	148.17 kg/min.
POTENCIA EN EL COMPRESOR.	59.78 HP	123.67 HP	69.37 HP
COEFICIENTE DE FUNCIONAMIENTO.	8.12	3.92	7
CAUDAL EN VOLUMEN POR TONELADA.	0.265 m <sup>3</sup> /ton.	0.312 m <sup>3</sup> /ton.	0.323 m <sup>3</sup> /ton.
POTENCIA POR TONELADA	0.550 HP/ton.	1.20 HP/ton	0.674 HP/ton.

(EN NUESTRO SISTEMA SE ADOPTO EL REFRIGERANTE R22 EN LAS UNIDADES ENFRIADORAS DE AGUA)

DESGLÓSE ECONOMICO DEL PROYECTO

**GASTOS DIRECTOS:**

MANO DE OBRA	10%	\$ 1'140,815.00
MATERIALES	15%	\$ 1'711,223.00
EQUIPOS	55%	\$ 11'408,154.00
		-----
SUBTOTAL:		\$ 14'260,192.00

**GASTOS INDIRECTOS:**

GASTOS PROFESIONALES	10%	\$ 1'140,815.00
MATERIALES DIVERSOS	2%	\$ 285,204.00
ENERGETICOS	2%	\$ 285,204.00
EQUIPOS Y HERRAMIENTAS	2%	\$ 285,202.00
TRANSPORTACION	1%	\$ 142,602.00
ARRENDAMIENTO Y HOSPEDAJE	2%	\$ 285,202.00
SEGUROS	1%	\$ 142,602.00
		-----
SUBTOTAL:		\$ 2'566,835.00

TOTAL DE GASTOS DIRECTOS: \$ 14'260,192.00

TOTAL DE GASTOS INDIRECTOS: \$ 2'566,835.00

T O T A L : \$ 16'827,027.00

\* LA INSTALACION SE PROYECTO Y EJECUTO A PRECIOS VIGENTES EN 1983 \*

## DESGLOSE ECONOMICO

Las instalaciones para el Centro de Cómputo las llevó a cabo la --  
Secretaría de Comunicaciones y Transportes en la parte de Organiza  
ción y Ejecución del Proyecto.

La Compañía Transdata E.E.U.U., proporcionaron el equipo electróni  
co y la asesoría técnica necesaria para su instalación para el sis  
tema de aire acondicionado de dicho centro, fue diseñado por técni  
cos e ingenieros de la misma secretaría. Se recurrió a subcontra  
tistas especializados, los cuales proporcionaron bajo contrato, to  
dos los materiales y mano de obra requeridos en su proceso.

Los factores que afectan el costo de las instalaciones de equipos  
de enfriamiento son: Múltiples equipos terminales que difieren --  
según la clase de instalación, los costos de los materiales y de la  
mano de obra para su instalación, pueden variar considerablemente -  
dependiendo de la ubicación, tamaño y uso, que se le destine a la -  
instalación por proyectar.

La base para la determinación de estos costos, resulta ser la reu  
nión y suma de los elementos humanos y materiales convertidos en -  
dinero que se emplean en la misma instalación, encaminando a propo  
cionar un servicio eficiente y adecuado; en nuestro caso además de  
estos factores mejorando el sistema de enfriamiento.

# Procedimiento de selección (con ejemplo)

## I Determine los requisitos de trabajo

Dados:

Carga de Enfriamiento ..... 33 tons  
 Temp. Agua Enfriada Saliente ..... 45 F  
 Alza de Temp. Agua Enfriada ..... 10 F  
 Factor de Suciedad (Enfriador) ..... 0.005  
 Temp. del Aire Entrante al Cond. .... 95 F

## II Determine la capacidad, el tamaño de la unidad, la temperatura saturada de descarga, el consumo eléctrico y el caudal y caída de presión en el enfriador.

Lease en la tabla de rendimientos bajo temperatura del aire entrante al condensador 95 F y LCWT de 45 F. Bajo la columna de capacidad, la cantidad de 35.0 toneladas es la que más se aproxima a la carga de trabajo (33 tons).

Leanse los siguientes datos, directamente de la tabla:

Unidad ..... 30GA040  
 Temp. Sat. de descarga ..... 118.2 F  
 Consumo Eléctrico ..... 40.8 Kw  
 Caudal en el Enfriador ..... 84.0 Gpm  
 Caída de Presión ..... 7.4 pies de agua

## Datos de rendimiento

### Clasificación

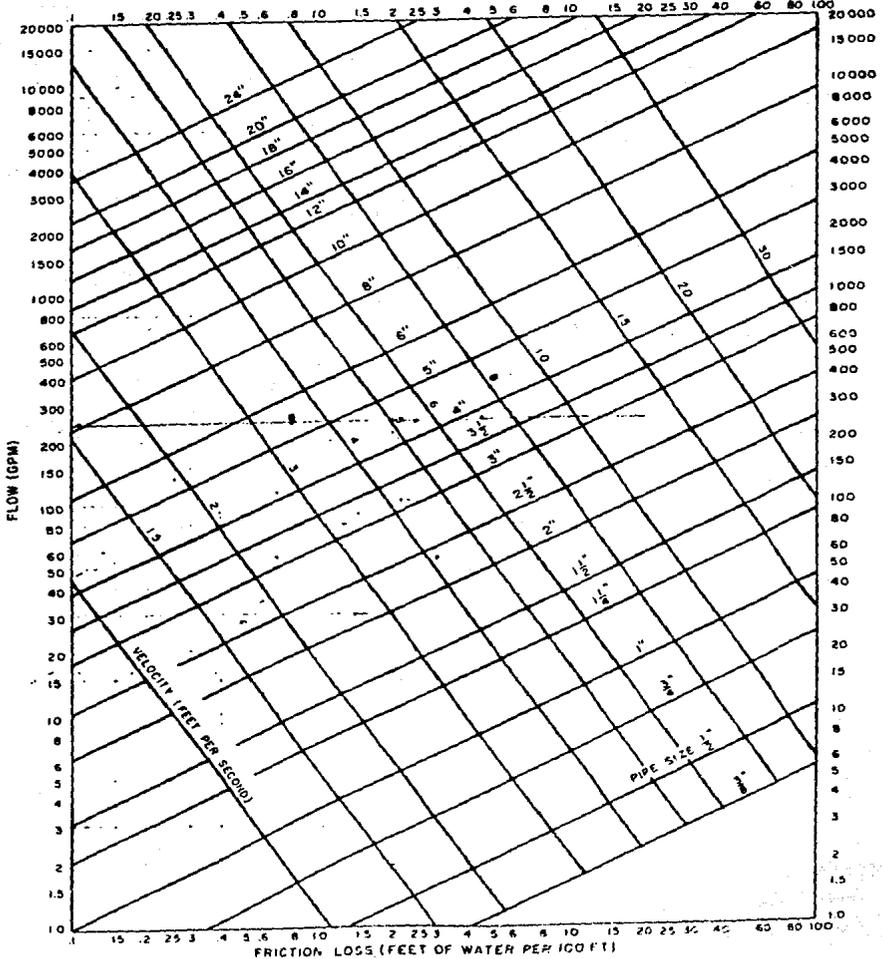
Las siguientes tablas de clasificaciones están basadas en un alza en la temperatura del agua enfriada de 10 F (desde 5 F a 15 F sin requerir ajuste), un factor de suciedad de .0005 en el enfriador, 15 F de subenfriamiento, y con R-22. Las clasificaciones en negrita están de acuerdo con las más recientes Normas 590 del ARI. Las condiciones son, 95F Temperatura del aire entrante al condensador (bulbo seco) y 44 F Temperatura del agua enfriada saliente.

CAP - Capacidad  
 KW - Consumo eléctrico del Motor del Compresor al Voltaje Especificado  
 LCWT - Temp. Agua Enfriada de Salida  
 PD - Caída de presión (pies de agua)  
 SDT - Temp. Saturada de Descarga

### CLASIFICACION DE RENDIMIENTO (Con 10F de Alza en el agua enfriada)

UNIDAD	CAP. (Tons)	SDT (F)	CAUDAL DEL ENFRIADOR		CAP. (Tons)	SDT (F)	KW	CAUDAL DEL ENFRIADOR		CAP. (Tons)	SDT (F)	KW	CAUDAL DEL ENFRIADOR		
			Gpm	PD				Gpm	PD				Gpm	PD	Gpm
<b>95F TEMP. DEL AIRE ENTRANTE AL CONDENSADOR</b>															
			<b>40F LCWT</b>				<b>42F LCWT</b>				<b>44F LCWT</b>				
020	18.5	110.6	18.6	44	4.0	10.2	111.5	19.2	45	4.3	19.9	112.3	19.6	48	4.6
025	23.0	109.9	24.6	55	6.1	23.6	110.7	25.2	57	6.4	24.6	111.5	25.7	59	6.9
030	26.2	107.5	27.5	63	7.8	27.2	108.2	28.0	65	8.3	28.1	108.9	28.5	67	8.9
040	34.3	107.1	36.3	82	7.0	33.5	107.6	37.0	85	7.5	36.6	108.6	37.7	88	8.0
045	41.3	115.0	49.1	99	10.0	42.7	116.0	50.2	102	10.5	44.2	116.7	50.9	106	11.5
055	51.6	114.2	56.6	124	6.3	53.7	115.2	58.0	129	9.0	55.7	116.2	59.6	134	9.6
065	62.4	120.0	65.4	150	12.0	64.5	121.0	67.4	155	12.8	67.0	122.0	69.4	161	13.6
085	83.0	113.4	91.1	199	6.3	85.1	114.1	92.6	206	9.9	89.0	114.9	94.7	213	10.5
105	101.1	112.6	107.1	242	6.4						106.8	114.5	111.6	261	14.4
			<b>45F LCWT</b>				<b>46F LCWT</b>				<b>48F LCWT</b>				
020	20.2	112.7	19.8	49	4.8	20.2	113.2	20.0	45	4.9	21.3	114.0	20.4	51	5.2
025	25.0	111.9	24.0	60	7.1	25.4	112.3	24.3	61	7.3	26.1	113.2	24.6	63	7.7
030	28.6	109.3	26.8	69	9.1	28.6	109.7	29.1	72	9.4	30.1	110.4	29.6	72	10.1
040	37.2	108.9	36.2	89	6.2	37.6	109.3	38.5	91	8.6	39.0	110.0	39.2	94	9.0
045	45.0	117.2	51.8	108	12.0	45.8	117.7	52.6	112	12.4	47.3	118.5	53.6	114	13.7
055	56.6	116.8	60.0	136	9.9	57.6	117.3	61.2	138	10.4	59.6	118.3	62.6	143	10.6
065	68.0	122.5	90.5	163	12.7	69.1	123.2	91.6	166	14.4	71.5	124.2	93.6	172	15.1
085	90.4	115.2	95.5	217	15.9	91.4	115.7	96.3	223	11.1	94.8	116.5	98.0	227	11.6
105	110.7	115.0	113.0	265	14.9	112.7	115.5	114.4	272	15.3	116.6	116.4	117.7	280	16.5
<b>95F TEMP. DEL AIRE ENTRANTE AL CONDENSADOR</b>															
			<b>40F LCWT</b>				<b>42F LCWT</b>				<b>44F LCWT</b>				
020	17.3	115.5	19.9	41	3.5	17.9	120.2	20.4	43	3.8	18.5	121.2	20.8	45	4.0
025	21.4	115.1	24.2	52	5.4	22.1	119.9	26.6	54	5.7	23.0	120.7	27.4	55	6.1
030	24.4	115.5	26.9	59	6.8	25.0	117.9	29.0	61	7.3	26.2	117.9	30.1	63	7.8
040	32.3	111.5	38.7	78	6.4	33.4	117.1	39.5	82	6.7	34.5	117.8	40.4	83	7.2
045	38.8	124.0	51.8	92	6.9	40.3	124.9	52.6	97	9.7	41.6	125.8	53.5	100	10.4
055	46.0	125.0	59.4	115	7.2	46.9	124.0	61.2	120	7.8	47.7	125.0	62.6	124	8.4
065	56.4	126.5	88.6	140	12.5	57.5	129.5	90.7	144	11.2	62.5	130.5	93.0	150	12.0
085	77.4	122.4	95.6	186	8.1	80.1	123.2	97.7	189	8.6	82.8	124.0	99.8	198	9.2
105	93.8	121.4	112.3	225	10.8	97.4	122.4	115.0	234	11.7	101.2	123.2	117.6	243	12.2
			<b>45F LCWT</b>				<b>46F LCWT</b>				<b>48F LCWT</b>				
020	18.9	121.6	21.0	45	4.2	19.2	122.0	21.2	46	4.3	19.9	122.6	21.6	48	4.6
025	23.4	121.0	27.6	56	6.2	23.8	121.4	28.0	57	6.5	24.6	122.2	28.6	59	6.9
030	26.7	118.3	30.5	64	8.0	27.2	118.7	30.8	65	8.3	28.1	119.4	31.4	68	8.9
040	35.0	118.2	40.8	84	7.4	35.4	118.5	41.1	85	7.5	36.7	119.2	41.9	88	8.0
045	42.3	126.2	54.3	102	10.5	43.0	126.6	54.9	103	10.7	44.5	127.6	55.9	107	11.6
055	52.6	125.3	63.2	126	8.6	53.7	126.0	64.0	126	8.9	55.5	127.0	65.5	133	9.1
065	63.5	130.9	94.0	153	12.5	64.7	131.3	94.2	155	12.7	67.0	132.3	97.3	161	13.6
085	84.2	124.4	100.8	202	9.5	85.7	124.6	101.6	206	9.9	88.5	125.6	103.8	212	10.5
105	103.2	123.6	119.0	248	13.0	104.9	124.2	120.3	252	13.4	108.6	125.0	123.0	260	14.4

**CHART 3—FRICTION LOSS FOR CLOSED PIPING SYSTEMS**  
Schedule 40 Pipe



**Example 2 — Actual Cooling Load, Lights and People**

Given:

The same room as in Example 1 with a light heat gain of 3 watts per sq ft of floor area not including ballast, exposed fluorescent lights and 4 people. The room temperature to be maintained at 78 F db with 24-hour operation during the peak load periods.

Find:

The actual cooling load at 4 p.m. (with the lights turned on as the people arrive at 8 a.m.).

Solution:

The time elapsed after the lights are turned on is 8 hours (8 a.m. to 4 p.m.).

Storage load factor = .87 (Table 12).

Sensible heat gain from people = 215 Btu/hr

(Table 18, page 100)

Actual cooling load

$$= [ (3 \times 3.4 \times 1.25 \times 20 \times 20) + (4 \times 215) ] \times .87$$

$$= 5190 \text{ Btu/hr.}$$

**TABLE 6—PEAK SOLAR HEAT GAIN THRU ORDINARY GLASS\***  
Btu/(hr)(sq ft)

NORTH LAT.	MONTH	EXPOSURE NORTH LATITUDE										MONTH	SOUTH LAT.
		NE	SE	S	SW	W	NW	Merits	NE	SE	S		
0°	June	39	156	147	42	14	42	147	156	226		Dec	0°
	July & May	48	153	152	52	14	52	152	153	233	Nov & Jan		
	Aug & April	25	141	163	79	14	79	163	141	245	Oct & Feb		
	Sept & March	10	118	167	118	14	118	167	118	250	Sept & March		
	Oct & Feb	10	79	163	141	34	141	163	79	245	Aug & April		
	Nov & Jan	10	52	152	52	37	152	52	52	233	July & May		
Dec	10	42	147	156	82	156	147	42	226	June			
10°	June	40	153	155	55	14	55	155	153	243	Dec	10°	
	July & May	30	148	158	64	14	64	158	148	247	Nov & Jan		
	Aug & April	13	130	163	94	14	94	163	130	250	Oct & Feb		
	Sept & March	10	103	164	127	28	127	164	103	247	Sept & March		
	Oct & Feb	10	84	155	149	73	149	155	84	230	Aug & April		
	Nov & Jan	9	57	143	161	106	161	143	57	210	July & May		
Dec	9	28	137	163	120	163	137	28	202	June			
20°	June	26	124	160	73	14	73	160	124	250	Dec	20°	
	July & May	19	138	163	85	14	85	163	138	251	Nov & Jan		
	Aug & April	11	118	165	113	26	113	165	118	247	Oct & Feb		
	Sept & March	10	87	163	140	45	140	163	87	233	Sept & March		
	Oct & Feb	9	52	147	160	111	160	147	52	208	Aug & April		
	Nov & Jan	8	26	129	164	141	164	129	26	180	July & May		
Dec	8	18	121	167	149	167	121	18	170	June			
30°	June	20	139	161	90	21	90	161	139	250	Dec	30°	
	July & May	16	131	164	100	30	100	164	131	244	Nov & Jan		
	Aug & April	11	108	145	129	43	129	145	108	235	Oct & Feb		
	Sept & March	9	90	158	152	103	152	158	90	212	Sept & March		
	Oct & Feb	8	59	135	163	145	163	135	59	179	Aug & April		
	Nov & Jan	7	31	116	162	159	162	116	31	165	July & May		
Dec	4	12	105	162	163	162	105	12	131	June			
40°	June	17	133	162	111	54	111	162	133	237	Dec	40°	
	July & May	15	127	164	123	69	123	164	127	233	Nov & Jan		
	Aug & April	11	102	162	146	102	146	162	102	214	Oct & Feb		
	Sept & March	9	58	149	162	140	162	149	58	183	Sept & March		
	Oct & Feb	7	35	122	163	142	163	122	35	159	Aug & April		
	Nov & Jan	5	12	100	156	166	156	100	12	103	July & May		
Dec	3	10	86	148	163	148	86	10	85	June			
50°	June	16	126	164	125	93	125	164	126	220	Dec	50°	
	July & May	14	117	163	143	106	143	163	117	211	Nov & Jan		
	Aug & April	11	94	158	157	138	157	158	94	185	Oct & Feb		
	Sept & March	8	58	138	163	158	163	138	58	148	Sept & March		
	Oct & Feb	5	39	105	157	163	157	105	39	94	Aug & April		
	Nov & Jan	4	9	84	127	153	127	84	9	53	July & May		
Dec	3	7	47	116	141	116	47	7	40	June			
		S	SE	E	NE	N	NW	W	SW	Merits			
EXPOSURE SOUTH LATITUDE													
Solar Gain Correction	Steel Sash or No Sash × 1.185 or 1.17	Haze -15% (Max)	Altitude +0.7% per 1000 ft	Dewpoint Above 67 F -7% per 10 F	Dewpoint Below 67 F +7% per 10 F	South Lat Dec or Jan +7%							

\*Abstracted from Table 15, page 43.

Solar heat gain on North exposure (in North latitudes) or on South exposure (in South latitudes) consists primarily of diffuse radiation which is essentially constant throughout the day. The solar heat gain values for this exposure are the average for the 12 hr period (6 a.m. to 6 p.m.). The storage factors in Tables 7 thru 11 assume that the solar heat gain on the North (or South) exposure is constant.

TABLE 11—STORAGE LOAD FACTORS, SOLAR HEAT GAIN THRU GLASS

12 Hour Operation, Constant Space Temperature†

EXPOSURE (North Lat)	WEIGHT (lb per sq ft of floor area)	INTERNAL SHADE*												BARE GLASS OR EXTERNAL SHADE‡												EXPOSURE (South Lat)	
		A.M.						P.M.						A.M.						P.M.							
		6	7	8	9	10	11	12	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	1	2	3	4	5		6
Northwest	150 & over	.39	.47	.62	.49	.33	.27	.25	.24	.22	.21	.20	.17	.14	.42	.47	.45	.42	.39	.36	.33	.30	.29	.26	.23	Southwest	
	100	.39	.48	.64	.53	.35	.29	.26	.23	.20	.19	.17	.15	.13	.43	.50	.49	.45	.42	.34	.30	.27	.26	.23	.20		
	50	.62	.80	.75	.60	.37	.23	.19	.17	.15	.13	.12	.11	.10	.42	.49	.64	.48	.34	.27	.22	.19	.16	.14	.12		
East	150 & over	.31	.46	.71	.47	.37	.40	.39	.26	.25	.23	.21	.19	.16	.44	.50	.53	.53	.50	.44	.39	.36	.34	.30	.28	East	
	100	.32	.47	.73	.70	.58	.40	.39	.26	.24	.21	.19	.16	.14	.44	.54	.58	.57	.51	.44	.39	.34	.31	.28	.24		
	50	.53	.74	.82	.81	.65	.43	.35	.19	.16	.14	.11	.09	.08	.36	.71	.76	.70	.54	.39	.28	.22	.18	.12	.12		
Southeast	150 & over	.30	.42	.39	.70	.74	.71	.61	.48	.33	.30	.26	.24	.24	.37	.43	.50	.54	.59	.57	.55	.50	.48	.41	.37	Northeast	
	100	.18	.40	.37	.70	.75	.72	.63	.49	.34	.28	.25	.21	.20	.35	.41	.51	.58	.61	.61	.56	.49	.44	.37	.33		
	50	.69	.53	.61	.78	.86	.82	.69	.50	.30	.20	.17	.13	.14	.27	.47	.64	.73	.79	.73	.61	.43	.32	.23	.18		
West	150 & over	.28	.23	.40	.33	.44	.72	.77	.77	.73	.67	.49	.31	.47	.43	.42	.46	.51	.56	.61	.65	.66	.65	.61	.54	West	
	100	.32	.22	.38	.31	.44	.73	.79	.79	.77	.65	.51	.31	.44	.37	.39	.43	.50	.57	.64	.68	.70	.68	.63	.53		
	50	.21	.29	.48	.47	.79	.88	.89	.83	.56	.50	.34	.16	.28	.19	.23	.38	.34	.68	.78	.84	.82	.76	.61	.42		
Southwest	150 & over	.31	.27	.27	.26	.25	.27	.50	.43	.72	.74	.69	.54	.44	.40	.37	.34	.36	.41	.47	.54	.57	.60	.60	.58	Northwest	
	100	.33	.28	.25	.23	.23	.23	.50	.44	.74	.77	.70	.55	.43	.44	.37	.35	.31	.33	.39	.46	.53	.62	.64	.60		
	50	.29	.21	.18	.15	.14	.27	.50	.69	.82	.87	.79	.60	.48	.32	.23	.20	.17	.19	.29	.36	.50	.70	.79	.69		
West	150 & over	.43	.31	.28	.27	.25	.26	.23	.29	.46	.41	.21	.72	.56	.49	.44	.39	.36	.33	.31	.31	.25	.42	.49	.34	West	
	100	.67	.33	.28	.26	.24	.22	.20	.28	.44	.41	.23	.73	.60	.52	.44	.39	.34	.31	.29	.26	.33	.42	.64	.60		
	50	.77	.34	.23	.20	.17	.14	.13	.22	.44	.47	.82	.83	.77	.54	.38	.28	.22	.18	.16	.19	.33	.52	.69	.77		
Northwest	150 & over	.48	.28	.27	.23	.23	.22	.20	.19	.24	.41	.58	.47	.49	.44	.39	.36	.33	.30	.28	.26	.26	.20	.37	.44	Southwest	
	100	.71	.31	.27	.24	.22	.21	.19	.18	.23	.40	.58	.70	.54	.49	.41	.35	.31	.28	.25	.22	.24	.30	.38	.44		
	50	.82	.33	.23	.20	.18	.15	.14	.13	.19	.41	.64	.80	.75	.53	.36	.28	.24	.19	.17	.15	.17	.30	.50	.64		
North and Shade	150 & over	.94	.94	.94	.94	.94	.94	.94	.94	.94	.94	.94	.94	.94	.94	.94	.94	.94	.94	.94	.94	.94	.94	.94	.94	South and Shade	
	100	.90	.90	.90	.90	.90	.90	.90	.90	.90	.90	.90	.90	.90	.90	.90	.90	.90	.90	.90	.90	.90	.90	.90	.90		
	50	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00			

Equation: Cooling Load, Btu/hr = (Peak solar heat gain, Btu/hr) (sq ft), (Table 6)  
 X [Window area, sq ft]  
 X [Shade factor, Maze factor, etc., (Chapter 4)]  
 X [Storage factor, (above Table at desired time)]

\*Internal shading device is any type of shade located on the inside of the glass.

‡Bare glass—Any window with no inside shading device. Windows with shading devices on the outside or shaded by external projections are considered bare glass.

†These factors apply when maintaining a CONSTANT TEMPERATURE in the space during the operating period. Where the temperature is allowed to swing, additional storage will result during peak load periods. Refer to Table 13 for applicable storage factors.

‡Weight per sq ft of floor—

Room on Bldg Exterior (One or more outside walls) =  $\frac{\text{Weight of Outside Walls, lb}}{\text{Floor Area in Room, sq ft}} + \frac{1}{2} \frac{\text{Weight of Partitions, Floor and Ceiling, lb}}{\text{Floor Area in Room, sq ft}}$

Room in Bldg Interior (No outside walls) =  $\frac{1}{2} \frac{\text{Weight of Partitions, Floor and Ceiling, lb}}{\text{Floor Area in Room, sq ft}}$

Basement Room (Floor on ground) =  $\frac{\text{Weight of Outside Walls, lb}}{\text{Floor Area in Room, sq ft}} + \frac{\text{Weight of Floor, lb}}{\text{Floor Area in Room, sq ft}} + \frac{1}{2} \frac{\text{Weight of Partitions and Ceiling, lb}}{\text{Floor Area in Room, sq ft}}$

Entire Building or Zone =  $\frac{\text{Weight of Outside Wall, Partition, Floors, Ceilings, Structural Members and Supports, lb}}{\text{Air Conditioned Floor Area, sq ft}}$

With rug on floor—Weight of floor should be multiplied by 0.50 to compensate for insulating effect of rug.

Weights per sq ft of common types of construction are contained in Tables 21 thru 33, pages 66 thru 76.

**Example 3, contd**

Summer design dry-bulb for New Orleans

= 95 F db (Table 1, page 11)

Winter design dry-bulb for New Orleans

= 20 F db (Table 1, page 11)

Yearly range = 75 deg F

Correction in outdoor design temperature for November

and a yearly range of 75 deg F

= -15F (Table 3, page 19)

Outdoor design dry-bulb temperature in November at 3 p.m.

= 95 - 15 = 80 F

With an 80 F db room design, the outdoor to indoor difference is 80 - 80 = 0 deg F

Average daily range in New Orleans

= 15 deg F (Table 1, page 11)

The design difference of 0 deg F and a 15 deg F daily range results in a -11.5 deg F addition to the equivalent temperature difference, by interpolation in Table 20A.

Equivalent temperature differences for 12 in brick wall in New Orleans at 12 noon in November:

$\Delta t_{eq}$  for west wall in sun

= 7 (Table 19) - 11.5 = -4.5 deg F

**TABLE 19—EQUIVALENT TEMPERATURE DIFFERENCE (DEG F)**

FOR DARK COLORED, SUNLIT AND SHADED WALLS\*

Based on Dark Colored Walls; 95 F db Outdoor Design Temp; Constant 80 F db Room Temp;

20 deg F Daily Range; 24-hour Operation; July and 40° N. Lat.†

EXPOSURE	WEIGHT OF WALLS (lb/sq ft)	SUN TIME																							
		AM												PM											
		6	7	8	9	10	11	12	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	1	2	3	4	5
Northeast	20	3	13	22	23	24	19	14	13	12	13	14	14	14	12	10	8	6	4	2	0	-2	-3	-4	-2
	60	-1	-2	-2	3	26	22	20	15	10	11	12	13	14	13	12	11	10	8	6	4	2	1	0	-1
	100	4	3	4	4	6	10	16	15	14	12	10	11	12	12	11	10	9	8	7	6	6	5	3	1
East	20	1	17	30	33	36	35	32	20	12	13	14	14	14	12	10	8	6	4	2	0	-1	-2	-3	-3
	60	1	-1	0	21	30	31	31	19	14	13	12	13	14	13	12	11	10	8	5	4	3	1	1	0
	100	5	5	4	8	14	20	24	25	24	20	18	16	14	14	14	15	12	11	10	9	8	7	7	6
Southeast	20	10	4	13	19	26	27	28	26	24	19	16	15	14	12	10	8	6	4	2	0	-1	-1	-2	-2
	60	1	1	0	13	20	24	28	26	25	21	18	15	14	13	12	11	10	8	6	5	4	3	3	2
	100	7	7	6	6	6	6	11	16	17	18	19	18	16	14	13	12	11	10	10	10	9	9	8	7
South	20	-1	-2	-4	1	4	14	22	27	30	28	26	20	16	12	10	7	6	3	2	1	1	0	0	-1
	60	-1	-3	-4	-3	-2	7	12	20	24	25	26	23	20	15	12	10	8	6	4	2	1	1	1	0
	100	4	4	2	2	2	3	4	8	12	15	16	18	18	15	14	11	10	9	8	8	7	6	6	5
Southwest	20	-2	-4	-4	-2	0	4	6	19	26	34	40	41	42	30	24	12	6	4	2	1	1	0	0	-1
	60	-2	-1	0	0	0	2	8	12	24	32	35	34	35	34	20	10	7	6	4	3	1	1	1	0
	100	7	5	6	8	4	5	6	7	8	12	14	19	22	23	24	23	22	15	10	10	9	9	8	7
West	20	-2	-3	-4	-2	0	3	6	14	20	32	40	45	48	34	22	14	8	5	2	1	0	0	0	-1
	60	2	1	0	0	0	2	4	7	10	19	26	34	40	41	36	28	16	10	6	5	4	3	3	2
	100	7	7	6	6	6	6	6	7	8	10	12	17	20	25	28	27	26	19	14	12	11	10	9	8
Northwest	20	-3	-4	-4	-2	0	3	6	10	12	19	24	33	40	37	34	18	6	4	2	0	-1	-1	-2	-2
	60	-3	-4	-4	-2	0	3	6	10	12	19	24	32	31	20	31	22	12	8	6	4	3	1	0	-1
	100	3	4	4	3	2	4	4	4	4	5	6	9	12	17	20	21	22	18	12	8	7	6	6	5
North (Shade)	20	-3	-3	-4	-3	-2	1	4	8	10	12	14	13	12	10	8	6	4	2	0	0	-1	-1	-2	-2
	60	-3	-3	-4	-3	-2	1	0	3	6	9	10	11	12	12	12	10	8	6	4	2	1	1	0	-1
	100	1	1	0	0	0	0	0	0	1	2	3	4	5	5	5	8	7	6	5	4	3	3	2	2
		6	7	8	9	10	11	12	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	1	2	3	4	5

\* Calculation: Heat Gain Thru Walls, Btu/hr = (Area, sq ft) × (Equivalent temp diff) × (transmission coefficient U, Tables 21 thru 23)

† All values are for both insulated and uninsulated walls.

‡ For other conditions, refer to corrections on page 64.

§ "Weight per sq ft" values for common types of construction are listed in Tables 21 thru 25.

¶ For wall constructions less than 20 lb/ft<sup>2</sup>, use listed values of 20 lb/sq ft.

$\Delta t_{rs}$  for wet wall in shade

= 0 (Table 19) - 11.5 = -11.5 deg F

No correction is needed for the time of day; this is accounted for in Table 19.

The correction for different solar intensity is

$$\Delta t_r = \Delta t_{rs} + \frac{R_s}{R_m} (\Delta t_{rm} - \Delta t_{rs}) = \frac{R_s}{R_m} \Delta t_{rm} + (1 - \frac{R_s}{R_m}) \Delta t_{rs}$$

Wt/sq ft of wall = 120 lb/sq ft (Table 21)

$\Delta t_{rs} = -11.5$  deg F as corrected (Tables 19 and 20A)

$\Delta t_{rm} = -4.5$  deg F as corrected (Tables 19 and 20A)

$R_s = 116$  Btu/hr (Table 15, page 44)

$R_m = 164$  Btu/hr (Table 15, page 44)

$\Delta t_r = -11.5 + \frac{116}{164} [-1.5 - (-11.5)]$

= -6.5 deg F (November, 12 Noon)

TABLE 20—EQUIVALENT TEMPERATURE DIFFERENCE (DEG F)

FOR DARK COLORED, SUNLIT AND SHADED ROOFS\*

Based on 95 F db Outdoor Design Temp; Constant 80 F db Room Temp; 20 deg F Daily Range; 24-hour Operation; July and 40° N. Lat.†

CONDI-TION	WEIGHT OF ROOF (lb/sq ft)	SUN TIME																									
		AM												PM												AM	
		6	7	8	9	10	11	12	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	1	2	3	4	5		
Exposed to Sun	10	-4	-6	-7	-5	-1	7	15	24	32	38	43	46	45	41	35	28	22	16	10	7	3	1	-1	-3		
	30	0	-1	-2	-1	2	9	16	23	30	36	41	43	43	40	35	30	25	20	15	12	8	6	4	2		
	40	4	3	2	3	4	10	16	23	28	33	38	40	41	39	35	32	28	24	20	17	12	11	9	6		
	60	9	8	6	7	8	11	16	22	27	31	35	38	39	38	34	34	31	28	25	22	18	16	13	11		
80	13	12	11	11	12	13	16	22	26	28	32	35	37	37	35	34	34	32	30	27	23	20	18	14			
Covered with Water	10	-5	-2	0	2	4	10	16	19	22	20	18	16	14	12	10	8	7	1	1	-1	-2	-3	-4	-5		
	30	-5	-2	-1	-1	0	5	10	13	15	15	16	15	15	14	12	10	7	5	3	1	-1	-2	-3	-3		
	40	-1	-2	-2	-2	-2	2	5	7	10	12	14	15	16	15	14	12	10	8	6	4	3	2	1	0		
	60	-1	-2	-2	-2	-2	0	2	5	7	10	12	13	14	14	13	12	11	10	8	6	4	3	2	1	0	
Sprayed	10	-4	-2	0	2	4	8	12	15	18	17	16	15	14	12	10	8	7	1	0	-1	-2	-2	-3	-3		
	30	-2	-2	-1	-1	0	2	5	9	13	14	14	14	14	13	12	9	7	5	3	1	0	0	-1	-1		
	40	-2	-2	-1	-1	0	2	5	8	10	12	13	14	14	13	12	11	10	8	6	4	2	1	0	-1		
	60	-1	-2	-2	-2	-2	0	2	5	8	10	12	13	14	13	12	11	10	8	6	4	2	1	0	-1		
Shaded	10	-5	-5	-4	-2	0	2	6	9	12	13	14	13	12	10	8	5	2	1	0	-1	-3	-4	-5	-5		
	30	-5	-5	-4	-3	-2	0	2	5	8	10	12	13	12	11	10	8	6	4	2	0	-1	-3	-4	-5		
	40	-5	-5	-4	-3	-2	0	2	5	8	10	12	13	12	11	10	8	6	4	2	0	-1	-3	-4	-5		
	60	-5	-5	-4	-3	-2	-1	0	2	4	6	8	9	10	10	10	9	8	6	4	2	1	0	-1	-2		

Equation: Heat Gain Thru Roofs, Btu/hr = (Area, sq ft) × (equivalent temp diff) × (transmission coefficient U, Tables 27 or 28)

\*With attic ventilated and ceiling insulated roof, reduce equivalent temp diff 25%.

†For peaked roofs, use the roof area projected on a horizontal plane.

‡For other conditions, refer to corrections below and on page 64.

§Weight per sq ft values for common types of construction are listed in Tables 27 or 28.

TABLE 20A—CORRECTIONS TO EQUIVALENT TEMPERATURES (DEG F)

OUTDOOR DESIGN FOR MONTH AT 3 P.M. WINDS ROOM TEMP (deg F)	DAILY RANGE (deg F)																
	0	10	12	14	16	18	20	22	24	26	28	30	32	34	36	40	
-30	-39	-40	-41	-42	-43	-44	-45	-46	-47	-48	-49	-50	-51	-52	-53	-54	-55
-20	-29	-30	-31	-32	-33	-34	-35	-36	-37	-38	-39	-40	-41	-42	-43	-44	-45
-10	-19	-20	-21	-22	-23	-24	-25	-26	-27	-28	-29	-30	-31	-32	-33	-34	-35
0	-9	-10	-11	-12	-13	-14	-15	-16	-17	-18	-19	-20	-21	-22	-23	-24	-25
5	-4	-5	-6	-7	-8	-9	-10	-11	-12	-13	-14	-15	-16	-17	-18	-19	-20
10	1	0	-1	-2	-3	-4	-5	-6	-7	-8	-9	-10	-11	-12	-13	-14	-15
15	6	5	4	3	2	1	0	-1	-2	-3	-4	-5	-6	-7	-8	-9	-10
20	11	10	9	8	7	6	5	4	3	2	1	0	-1	-2	-3	-4	-5
25	16	15	14	13	12	11	10	9	8	7	6	5	4	3	2	1	0
30	21	20	19	18	17	16	15	14	13	12	11	10	9	8	7	6	5
35	26	25	24	23	22	21	20	19	18	17	16	15	14	13	12	11	10
40	31	30	29	28	27	26	25	24	23	22	21	20	19	18	17	16	15

- a. With the dewpoint at design, the damper motor closes the outdoor air damper to 40% of the design ventilation air quantity.
  - b. As the dewpoint decreases below design, the outdoor air damper opens to the design setting.
3. Another method which could be used is a thermostat located in the leaving chilled water from the refrigeration machine.

#### Example 6—Ventilation Air Quantity, Office Space

Given:

A 5000-sq-ft office with a ceiling height of 8 ft and 50 people.  
Approximately 40% of the people smoke.

Find:

The ventilation air quantity.

Solution:

The population density is typical, 100 sq ft per person, but the number of smokers is considerable.

Recommended ventilation =  $50 \times 15 = 750$  cfm (Table 45)

Minimum ventilation =  $50 \times 10 = 500$  cfm (Table 45)

500 cfm will more than likely not maintain satisfactory conditions within the space because the number of smokers is considerable. Therefore, 750 cfm should be used in this application.

NOTE: Many applications have exhaust fans. This means that the outdoor air quantity must at least equal the exhausted air; otherwise the infiltration rate will increase. Tables 46 and 47 list the approximate capacities of typical exhaust fans. The data in these tables were obtained from published ratings of several manufacturers of exhaust fans.

#### TABLE 45—VENTILATION STANDARDS

APPLICATION	SMOKING	CFM PER PERSON		CFM PER SQ FT OF FLOOR Minimum*
		Recommended	Minimum*	
Apparatus (Average De Laze)	Some Some	20 30	15 25	— .33
Baking Space	Occasional	10	7½	—
Barber Shops	Considerable	15	10	—
Beauty Parlors	Occasional	10	7½	—
Broker's Board Rooms	Very Heavy	50	30	—
Cabinal Bars	Heavy	30	25	—
Corridors (Supply or Exhaust)	—	—	—	.25
Department Stores	None	7½	5	.05
Directory Rooms	Extreme	50	30	—
Drug Stores†	Considerable	10	7½	—
Factories‡§	None	10	7½	.10
Fine and Toy Cost Stores	None	7½	5	—
Funeral Parlors	None	10	7½	—
Garage‡	—	—	—	1.0
(Operating Rooms)***	None	—	—	2.0
Hotels (Private Rooms)	None	30	25	.33
Hotels (Wards)	None	20	15	—
Hotel Rooms	Heavy	30	25	.33
Kitchens (Restaurant)	—	—	—	4.0
Kitchens (Residence)	—	—	—	2.0
Laboratories†	Some	20	15	—
Meeting Rooms	Very Heavy	50	30	1.25
General	Some	15	10	—
Office: Private	None	25	15	.25
Private	Considerable	30	25	.25
Restaurants (Cafeteria)†	Considerable	12	10	—
Dining Room†	Considerable	15	12	—
School Rooms‡	None	—	—	—
Shop Retail	None	10	7½	—
Theater‡	None	7½	5	—
Theater	Some	15	10	—
Toilets (Flush)†	—	—	—	2.0

\*When minimum is used, use the larger.

†See local codes which may govern.

‡May be governed by exhaust.

§Use these values unless governed by other sources of contamination or by local codes.

\*\*\*All outdoor air is recommended to overcome explosion hazard of anesthetics.

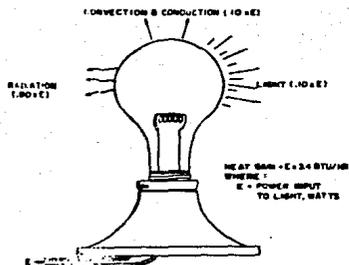


FIG. 30 — CONVERSION OF ELECTRIC POWER TO HEAT AND LIGHT WITH INCANDESCENT LIGHTS, APPROXIMATE

Fluorescent lights convert about 25% of the power input into light, with about 25% being dissipated by radiation to the surrounding surfaces. The other

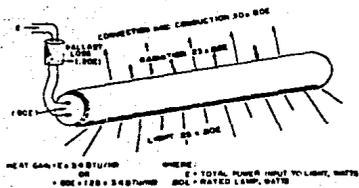


FIG. 31 — CONVERSION OF ELECTRIC POWER TO HEAT AND LIGHT WITH FLUORESCENT LIGHTS, APPROXIMATE

50% is dissipated by conduction and convection. In addition to this, approximately 25% more heat is generated as heat in the ballast of the fluorescent lamp, Fig. 31.

Table 49 indicates the basis for arriving at the gross heat gain from fluorescent or incandescent lights.

TABLE 48—HEAT GAIN FROM PEOPLE

DEGREE OF ACTIVITY	TYPICAL APPLICATION	Metabolic Rate (Adult Male) Btu/hr	Average Adjusted Metabolic Rate* Btu/hr	ROOM DRY-BULB TEMPERATURE									
				62 F		66 F		70 F		75 F		78 F	
				Sensible	Latent	Sensible	Latent	Sensible	Latent	Sensible	Latent	Sensible	Latent
Seated at rest	Theater, Grade School	390	350	175	175	195	155	210	140	230	120	260	90
Seated, very light work	High School	430	400	180	220	195	205	215	185	240	160	275	125
Office worker	Offices, Hotels, Apts., Cottage	475	450	180	270	200	250	215	235	245	205	285	165
Standing, walking slowly	Dept., Retail, or Variety Store	550	500	180	320	200	300	220	280	255	245	290	210
Walking, seated	Drug Store	550	500	180	320	200	300	220	280	255	245	290	210
Standing, walking slowly	Bank	550	500	180	320	200	300	220	280	255	245	290	210
Sedentary work	Restaurant	500	550	190	360	220	330	240	310	280	270	320	230
Light bench work	Factory, light work	800	750	190	560	220	530	245	505	295	455	365	385
Moderate dancing	Dance Hall	900	850	220	630	245	605	275	575	325	535	400	430
Walking, 3 mph	Factory, fairly heavy work	1000	1000	270	730	300	700	330	670	380	620	460	540
Heavy work	Bowling Alley, Factory	1500	1450	450	1000	465	985	485	965	525	925	605	845

\*Adjusted Metabolic Rate is the metabolic rate to be applied to a mixed group of people with a typical percent composition based on the following factors:  
 Metabolic rate, adult female = Metabolic rate, adult male  $\times$  0.85  
 Metabolic rate, children = Metabolic rate, adult male  $\times$  0.75

Restaurant—Values for this application include 60 Btu per hr for food per individual (30 Btu sensible and 30 Btu latent heat per hr).

Bowling—assume one person per alley actually bowling and all others sitting, metabolic rate 400 Btu per hr, or standing, 550 Btu per hr.

### CORRECTIONS TO OUTDOOR DESIGN CONDITIONS FOR TIME OF DAY AND TIME OF YEAR

The normal design conditions for summer, listed in Table 1, are applicable to the month of July at about 8:00 P.M. Frequently, the design conditions at other times of the day and other months of the year must be known.

Table 2 lists the approximate corrections on the dry-bulb and wet-bulb temperatures from 8 a.m. to 12 p.m. based on the average daily range. The dry-bulb corrections are based on analysis of weather data, and the wet-bulb corrections assume a relatively constant dewpoint throughout the 24-hr period.

Table 3 lists the approximate corrections of the dry-bulb and wet-bulb temperatures from March to November, based on the yearly range in dry-bulb temperature (summer normal design dry-bulb minus winter normal design dry-bulb temperature). These corrections are based on analysis of weather data and are applicable only to the cooling load estimate.

#### Example 1 — Corrections to Design Conditions

Given:

A comfort application in New York City.

Find:

The approximate dry-bulb and wet-bulb temperatures at 12:00 noon in October.

Solution:

Normal design conditions for New York in July at 3:00 p.m. are 95 F db, 75 F wb (Table 1).

Daily range in New York City is 14 F db.

Yearly range in New York City = 95 - 0 = 95 F db.

Correction for time of day (12 noon) from Table 2:

Dry-bulb = -5 F

Wet-bulb = -1 F

Correction for time of year (October) from Table 3:

Dry-bulb = -16 F

Wet-bulb = -8 F

Design conditions at 12 noon in October (approximate):

Dry-bulb = 95 - 5 - 16 = 74 F

Wet-bulb = 75 - 1 - 8 = 66 F

### INSIDE COMFORT DESIGN CONDITIONS — SUMMER

The inside design conditions listed in Table 4 are recommended for types of applications listed. These conditions are based on experience gathered from many applications, substantiated by ASHRAE tests.

The optimum or deluxe conditions are chosen where costs are not of prime importance and for comfort applications in localities having summer outdoor design dry-bulb temperatures of 90 F or less. Since all of the loads (sun, lights, people, outdoor air, etc.) do not peak simultaneously for any prolonged periods, it may be uneconomical to design for the optimum conditions.

TABLE 2—CORRECTIONS IN OUTDOOR DESIGN TEMPERATURES FOR TIME OF DAY  
(For Cooling Load Estimates)

DAILY RANGE OF TEMPERATURE* (F)	DRY-OR WET-BULB	SUM TIME									
		AM					PM				
		8	10	12	3	3	4	6	8	10	12
10	Dry-Bulb	-9	-7	-5	-1	0	-1	-2	-3	-8	-9
	Wet-Bulb	-2	-2	-1	0	0	0	-1	-1	-2	-2
15	Dry-Bulb	-12	-8	-5	-1	0	-1	-2	-4	-10	-14
	Wet-Bulb	-3	-2	-1	0	0	0	-1	-1	-3	-4
20	Dry-Bulb	-14	-10	-5	-1	0	-1	-3	-7	-11	-16
	Wet-Bulb	-4	-3	-1	0	0	0	-1	-2	-3	-4
25	Dry-Bulb	-16	-10	-3	-1	0	-1	-3	-8	-13	-18
	Wet-Bulb	-4	-3	-1	0	0	0	-1	-2	-3	-5
30	Dry-Bulb	-18	-12	-6	-1	0	-1	-4	-10	-15	-21
	Wet-Bulb	-5	-3	-1	0	0	0	-1	-3	-4	-6
35	Dry-Bulb	-21	-14	-7	-1	0	-1	-6	-12	-18	-24
	Wet-Bulb	-6	-4	-2	0	0	0	-1	-2	-5	-7
40	Dry-Bulb	-24	-16	-8	-1	0	-1	-7	-14	-21	-28
	Wet-Bulb	-7	-4	-2	0	0	0	-2	-4	-6	-9
45	Dry-Bulb	-28	-17	-8	-2	0	-2	-8	-16	-24	-31
	Wet-Bulb	-7	-5	-2	0	0	-1	-2	-4	-8	-10

\*The daily range of dry-bulb temperature is the difference between the highest and lowest dry-bulb temperature during a 24-hour period on a typical design day. (See Table 1 for the value of daily range for a particular city).

†Equal to: Outdoor design temperature at any time + Outdoor design temperature from Table 1 - Correction from above table.

TABLE 3—CORRECTIONS IN OUTDOOR DESIGN CONDITIONS FOR TIME OF YEAR  
(For Cooling Load Estimates)

YEARLY RANGE OF TEMPERATURE(F) <sup>a</sup>	DRY- OR WET-BULB	TIME OF YEAR										
		March	April	May	June	July	August	Sept.	Oct.	Nov.	Dec.	
		120	Dry-Bulb	-39	-22	-11	-4	0	0	-9	-24	-44
	Wet-Bulb	-23	-12	-5	-2	0	0	-4	-13	-27		
115	Dry-Bulb	-33	-22	-11	-4	0	0	-8	-20	-34		
	Wet-Bulb	-18	-11	-5	-2	0	0	-4	-10	-21		
110	Dry-Bulb	-30	-20	-11	-4	0	0	-6	-17	-31		
	Wet-Bulb	-15	-10	-5	-2	0	0	-3	-8	-16		
105	Dry-Bulb	-30	-20	-11	-4	0	0	-6	-17	-29		
	Wet-Bulb	-15	-10	-5	-2	0	0	-3	-8	-14		
100	Dry-Bulb	-29	-19	-10	-3	0	0	-6	-16	-27		
	Wet-Bulb	-14	-10	-5	-2	0	0	-3	-8	-14		
95	Dry-Bulb	-29	-19	-10	-3	0	0	-6	-16	-27		
	Wet-Bulb	-14	-10	-5	-2	0	0	-3	-8	-14		
90	Dry-Bulb	-29	-19	-10	-3	0	0	-6	-16	-26		
	Wet-Bulb	-14	-10	-5	-2	0	0	-3	-8	-14		
85	Dry-Bulb	-29	-19	-9	-3	0	0	-5	-16	-25		
	Wet-Bulb	-14	-10	-5	-2	0	0	-3	-8	-14		
80	Dry-Bulb	-24	-16	-8	-3	0	0	-4	-12	-20		
	Wet-Bulb	-13	-9	-4	-2	0	0	-2	-6	-11		
75	Dry-Bulb	-14	-9	-4	-1	0	0	-3	-7	-13		
	Wet-Bulb	-7	-5	-2	0	0	0	-2	-4	-8		
70	Dry-Bulb	-13	-9	-4	-1	0	0	-2	-7	-14		
	Wet-Bulb	-6	-4	-2	0	0	0	-1	-4	-6		
65	Dry-Bulb	-11	-8	-4	-1	0	0	-2	-6	-12		
	Wet-Bulb	-6	-4	-2	0	0	0	-1	-3	-6		
60	Dry-Bulb	-9	-7	-3	-1	0	0	-2	-5	-10		
	Wet-Bulb	-4	-3	-2	0	0	0	-1	-3	-5		
55	Dry-Bulb	-6	-5	-3	-1	0	0	-2	-4	-8		
	Wet-Bulb	-3	-3	-2	0	0	0	-1	-2	-4		
50	Dry-Bulb	-5	-4	-3	-1	0	0	-2	-4	-7		
	Wet-Bulb	-3	-2	-1	0	0	0	-1	-2	-3		

<sup>a</sup>Yearly range of temperature is the difference between the summer and winter normal design dry-bulb temperatures (Table 1).

Equation: Outdoor design temperature = Outdoor design temperature from Table 1 + Corrections from above table.

The commercial inside design conditions are recommended for general comfort air conditioning applications. Since a majority of people are comfortable at 75 F or 76 F db and around 45% to 50% rh, the thermostat is set to these temperatures, and these conditions are maintained under partial loads. As the peak loading occurs (outdoor peak dry-bulb and wet-bulb temperatures, 100% sun, all people and lights, etc.), the temperature in the space rises to the design point, usually 78 F db.

If the temperature in the conditioned space is forced to rise, heat will be stored in the building mass. Refer to Chapter 3, "Heat Storage, Diversity and Stratification," for a more complete discussion of heat storage. With summer cooling, the temperature swing used in the calculation of storage is the difference between the design temperature and the normal thermostat setting.

The range of summer inside design conditions is provided to allow for the most economical selection of equipment. Applications of inherently high sen-

sible heat factor (relatively small latent load) usually result in the most economical equipment selection if the higher dry-bulb temperatures and lower relative humidities are used. Applications with low sensible heat factors (high latent load) usually result in more economical equipment selection if the lower dry-bulb temperatures and higher relative humidities are used.

#### INSIDE COMFORT DESIGN CONDITIONS — WINTER

For winter season operation, the inside design conditions listed in Table 4 are recommended for general heating applications. With heating, the temperature swing (variation) is below the comfort condition at the time of peak heating load (no people, lights, or solar gain, and with the minimum outdoor temperature). Heat stored in the building structure during partial load (day) operation reduces the required equipment capacity for peak load operation in the same manner as it does with cooling.

DESGLASE DE ACOPLAMIENTOS

	Long Equiv.	TOTAL Long Equiv	
R <sub>0</sub> R <sub>1</sub>	3 CODOS 4" $\phi$	10	30
	3 Reducciones 5" $\phi$ a 4" $\phi$	12	36
	4 Tee de 4" $\phi$	6.7	26.8
	1 Valvula Check columpic 4" $\phi$	40	40
	1 FILTRO 4" $\phi$	60	60
	4 Valvulas compuerta 4" $\phi$	4.5	18
		210.80	
R <sub>2</sub> R <sub>3</sub>	1 Tee de 2 1/2" $\phi$	4.1	4.1
	1 Reduccion 2 1/2" $\phi$ a 2" $\phi$	5	5
	1 Reduccion 3" $\phi$ a 2 1/2" $\phi$	6.5	6.5
	2 Valvulas 2" $\phi$	2.3	4.6
	3 CODOS 2" $\phi$	5	15
		35.20	

PRESION ENTUBERIA 42.21 INYECCION  
 42.21 RETORNO  
 UNIDAD MANEJADORA DE AIRE 54  
 ENFRIADORA DE AGUA 26  
 VALVULA DE 3 VIAS 36

$$\Delta P = 200.42$$

FACTOR DE SEGURIDAD 15% 30.06

$$\Delta P_{TOTAL} = 230.48 \text{ ccl de H}_2\text{O}$$

## C O N C L U S I O N E S

El crecimiento de las aplicaciones de sistemas de enfriamiento, se ha manifestado en el progreso de la refrigeración y del aire acondicionado, por lo que se hace necesario un estudio detallado para cada aplicación que se le quiera dar.

Para este Centro de Cómputo se seleccionó el Sistema de Agua-Aire, el cual cumple con lo programado para el buen funcionamiento del Centro de Cómputo sin que halla ninguna pérdida de información, por paro de cualquier equipo que lo integra debido a un aumento de temperatura del límite señalado.

Para garantizar el funcionamiento ininterrumpido de la generadora de agua helada y cubrir con la carga total de enfriamiento, se colocaron dos enfriadoras, las cuales se alternarán de tal modo que una descansa y se le pueda dar mantenimiento y la otra esté trabajando.

El precio de la tonelada de refrigeración en el mercado era de \$ 200,000.00 M.N., y se cobró al cliente en \$ 160,410.00 M.N., estaba en -- competencia.

Toda la instalación incluyendo las unidades enfriadoras de aire son -- el 100% de fabricación nacional, esto evitó fuga de divisas, problemas de importación de refacciones.

Las pruebas efectuadas en el Centro de Cómputo revelan una operación satisfactoria de acuerdo a lo previsto.

Se tomaron lecturas en tres zonas del centro de cómputo A, B, C. (Ver Fig. N° 1), siendo A y C zonas con menos cantidad de equipo, B la -- zona de mayor concentración de equipo.

Las condiciones que requiere el Centro de Cómputo son:

Temperatura Ambiente:  $21^{\circ} \pm 1^{\circ}\text{C}$

Humedad Relativa: 45%

### LECTURAS TOMADAS EN CAMPO

ZONA	A	21.5°C	Temperatura ambiente.
		45%	Humedad relativa.
ZONA	B	21°C	Temperatura ambiente.
		45%	Humedad relativa.
ZONA	C	21°C	Temperatura ambiente.
		45%	Humedad relativa.

Con estas lecturas observamos que la temperatura del Centro de Cómputo es de 21°C y 45% Humedad relativa, con lo que se establece el buen funcionamiento del sistema de enfriamiento.

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

- 1.- SYSTEM DESIGN MANUAL.  
CARRIER AIR CONDITIONING COMPANY.
  
- 2.- PERRY ANCHILTON. 5TH. EDITION.  
CHEMICAL ENGINEERS' HANDBOOK.
  
- 3.- W.F. STOECKER.  
REFRIGERACION Y AIRE ACONDICIONADO.
  
- 4.- MANUAL DE REFRIGERACION.  
GILVERT COPELAND.  
PARTE II