

DIRECTORIO DE PROFESORES DEL CURSO
"PROYECTO DE AIRE ACONDICIONADO"
DEL 8 AL 19 DE JUNIO

ING. RODRIGO DE BENGOCHEA OLGUIN
GERENTE GENERAL
INGENIERIA QUIMICA APLICADA
BERLIN 166, COL. DEL CARMEN COYOACAN
C.P. 04100 MEXICO, D.F.
TEL. 554 47 43

ING. LUIS IBARGUENGOITIA GONZALEZ
DIRECTOR GENERAL
GRUPO IBGON, S.A. DE C.V.
ALDAMA 6-B COL. DEL CARMEN COYOACAN
C.P. 04100 MEXICO, D.F.
TEL. 658 22 26

SECRET



UNIVERSIDAD NACIONAL AUTÓNOMA DE MEXICO
FACULTAD DE INGENIERIA
DIVISION DE EDUCACION CONTINUA
CURSOS ABIERTOS

PROYECTO DE AIRE ACONDICIONADO
08 al 19 de Junio de 1992

F E C H A

T E M A

P R O F E S O R

Lunes a Viernes
17:00 a 21:00 Hrs.

1. PSICOMETRIA
2. ANALISIS DE CARGAS TERMICAS EJEMPLOS DE CALCULO EN INVIERNO
3. CALCULO DE CARGAS VARIABLES EN VERANO EJEMPLOS DE CALCULO EN VERANO
4. EQUIPO TERMINAL
5. CALCULO DE DUCTOS Y REDES DE TUBERIAS
6. EQUIPO CENTRAL
7. TORRES DE ENFRIAMIENTO DE AGUA
8. INSTRUMENTACION
9. INGENIERIA DE PROYECTO
10. AHORRO DE ENERGIA
11. MESA REDONDA.

ING. RODRIGO DE BENGOCHEA OLGUI
ING. LUIS IBARGUENGOITIA GONZALEZ

EVALUACION DE LA ENSEÑANZA



SU EVALUACION SINCERA NOS AYUDARA A MEJORAR LOS PROGRAMAS POSTERIORES QUE DISEÑAREMOS PARA USTED.

CURSO: PROYECTO DE AIRE ACONDICIONADO

FECHA: 08 al 19 de Junio de 1992

TEMA	ORGANIZACION Y DESARROLLO DEL TEMA	GRADO DE PROFUNDIDAD LOGRADO EN EL TEMA	GRADO DE ACTUALIZACION LOGRADO EN EL TEMA	UTILIDAD PRACTICA DEL TEMA	
PSICOMETRIA					
ANALISIS DE CARGAS TERMICAS					
EJEMPLOS DE CALCULO EN INVIERNO					
CALCULO DE CARGAS VARIABLES EN VERANO					
EJEMPLOS DE CALCULO DE VERANO					
EQUIPO TERMINAL					
CALCULO DE DUCTOS Y REDES DE TUBERIAS					
EQUIPO CENTAL					
TORRES DE ENFRIAMIENTO DE AGUA					
INSTRUMENTACION					
ESCALA DE EVALUACION: 1 a 10					

EVALUACION DE LA ENSEÑANZA

2

SU EVALUACION SINCERA NOS AYUDARA A MEJORAR LOS PROGRAMAS POSTERIORES QUE DISEÑAREMOS PARA USTED.

CURSO: PROYECTO DE AIRE ACONDICIONADO

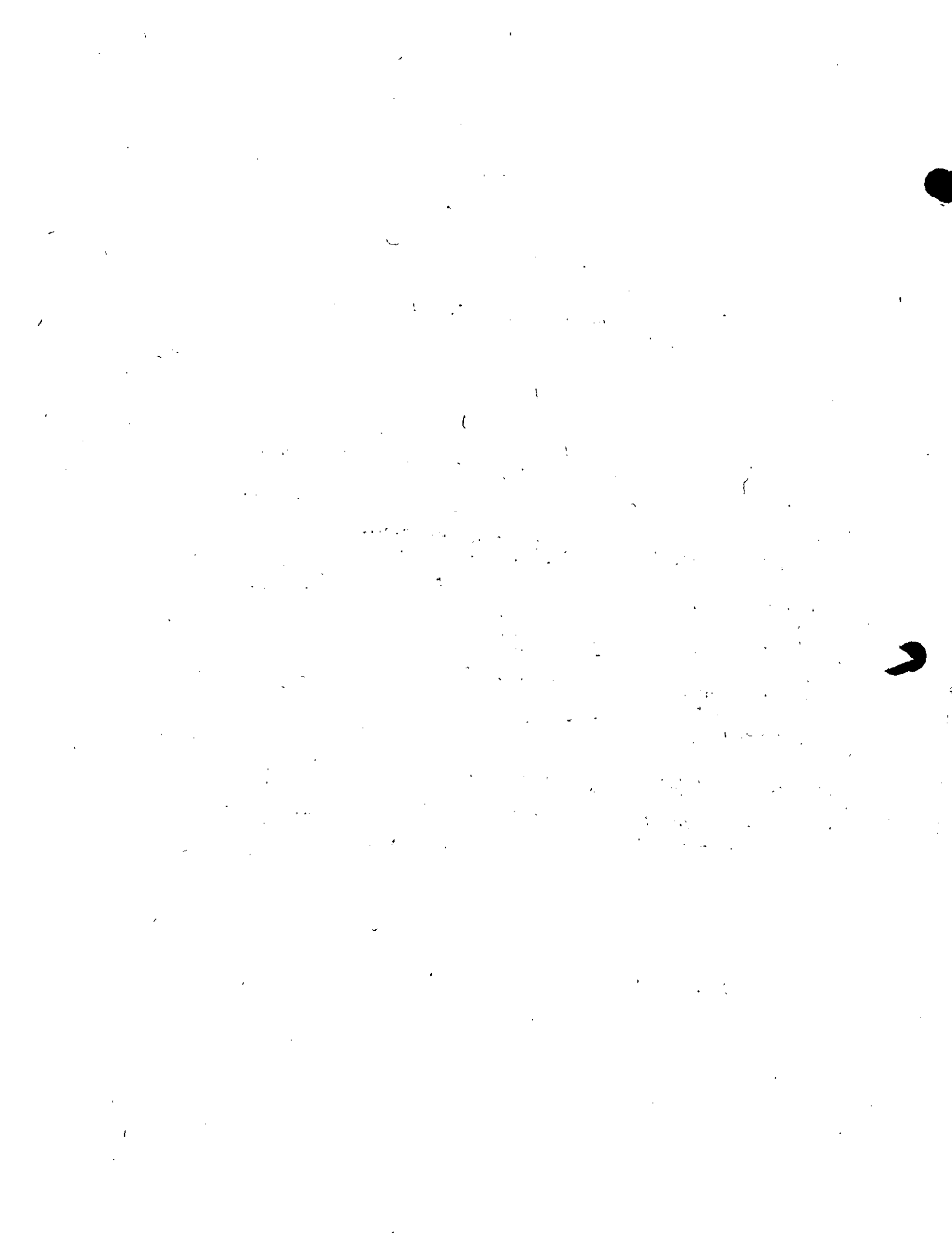
FECHA: 08 al 19 de Junio de 1992

TEMA	ORGANIZACION Y DESARROLLO DEL TEMA	GRADO DE PROFUNDIDAD LOGRADO EN EL TEMA	GRADO DE ACTUALIZACION LOGRADO EN EL TEMA	UTILIDAD PRACTICA DEL TEMA	
INGENIERIA DE PROYECTOS					
AHORRO DE ENERGIA					
ESCALA DE EVALUACION: 1 a 10					

EVALUACION DEL CURSO

C O N C E P T O		
1.	APLICACION INMEDIATA DE LOS CONCEPTOS EXPUESTOS	
2.	CLARIDAD CON QUE SE EXPUSIERON LOS TEMAS	
3.	GRADO DE ACTUALIZACION LOGRADO EN EL CURSO	
4.	CUMPLIMIENTO DE LOS OBJETIVOS DEL CURSO	
5.	CONTINUIDAD EN LOS TEMAS DEL CURSO	
6.	CALIDAD DE LAS NOTAS DEL CURSO	
7.	GRADO DE MOTIVACION LOGRADO EN EL CURSO	
EVALUACION TOTAL		

ESCALA DE EVALUACION: 1 A 10



1.- ¿Qué le pareció el ambiente en la División de Educación Continua?

MUY AGRADABLE AGRADABLE DESAGRADABLE

2.- Medio de comunicación por el que se enteró del curso:

PERIODICO EXCELSIOR ANUNCIO TITULADO DE VISION DE EDUCACION CONTINUA	PERIODICO NOVEDADES ANUNCIO TITULADO DE VISION DE EDUCACION CONTINUA	FOLLETO DEL CURSO
<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>
CARTEL MENSUAL	RADIO UNIVERSIDAD	COMUNICACION CARTA, TELEFONO, VERBAL, ETC.
<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>
REVISTAS TECNICAS	FOLLETO ANUAL	CARTELERA UNAM "LOS UNIVERSITARIOS HOY"
<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>
		GACETA UNAM
		<input type="checkbox"/>

3.- Medio de transporte utilizado para venir al Palacio de Minería:

AUTOMOVIL PARTICULAR METRO OTRO MEDIO

4.- ¿Qué cambios haría en el programa para tratar de perfeccionar el curso?

5.- ¿Recomendaría el curso a otras personas? SI NO

5.a. ¿Qué periódico lee con mayor frecuencia?

6.- ¿Qué cursos le gustaría que ofreciera la División de Educación Continua?

7.- La coordinación académica fué:

EXCELENTE

BUENA

REGULAR

MALA

8.- Si está interesado en tomar algún curso INTENSIVO ¿Cuál es el horario más conveniente para usted?

LUNES A VIERNES
DE 9 a 13 H. Y
DE 14 A. 18 H.
(CON COMIDAD)

LUNES A
VIERNES DE
17 a 21 H.

LUNES A MIERCOLES
Y VIERNES DE
18 A 21 H.

MARTES Y JUEVES
DE 18 A 21 H.

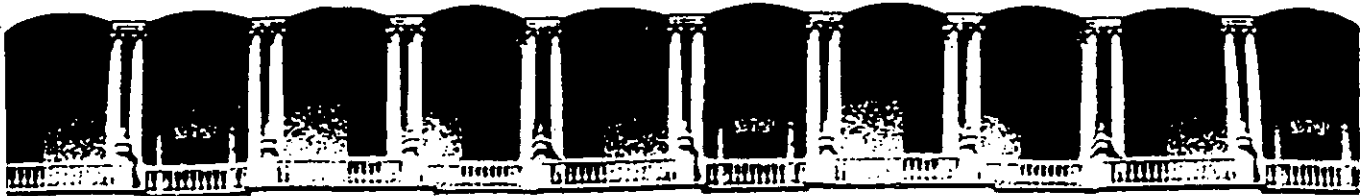
VIERNES DE 17 A 21 H.
SABADOS DE 9 A 14 H.

VIERNES DE 17 A 21 H.
SABADOS DE 9 A 13 H.
DE 14 A 18 H.

OTRO

9.- ¿Qué servicios adicionales desearía que tuviese la División de Educación Continua, para los asistentes?

10.- Otras sugerencias:



**FACULTAD DE INGENIERIA U.N.A.M.
DIVISION DE EDUCACION CONTINUA**

CURSOS ABIERTOS

PROYECTO DE AIRE ACONDICIONADO

INTRODUCCION

JUNIO

1992

substancialmente las condiciones de vida de millones de personas en todas las latitudes del mundo.

En un pasado reciente, se consideró al aire acondicionado en nuestro país como un artículo de lujo o un "mal necesario" en algunas regiones extremas. Actualmente se reconoce a esta especialidad no solamente como un servicio útil para proporcionar confort, sino como un medio adecuado y económico para mejorar las condiciones de vida de la población y mejorar las condiciones de trabajo en oficinas, fábricas e innumerables lugares a los cuales concurren los seres vivos.

Las modernas aplicaciones para el desarrollo óptimo de especies animales y diversos cultivos por medio de sistemas adecuados de aire acondicionado, han abierto un amplio campo a esta especialidad

PSICROMETRIA

La relacion entre el contenido de humedad del aire, su cantidad de calor y la presión atmosférica; son los campos de acción de la psicrometría.

HUMEDAD

La cantidad de humedad que puede contener el aire, es finita, y esta relacionada con la temperatura ambiente, la presión de vapor de agua a ésta temperatura y la presión atmosférica del lugar considerado. La cantidad máxima de vapor de agua que puede contener el aire a una temperatura dada (SATURACION), esta definida por la siguiente ecuación:

$$H = \frac{P_v}{P_{atm} - P_v} \cdot \frac{18}{29} \text{ kg de agua / kg de aire seco}$$

Las variables aqui consideradas son:

P_v : Presión de vapor de agua a la temperatura considerada

P_{atm} : Presión atmosférica del lugar

$18/29$: Relacion de pesos moleculares del agua y aire

Si esta ecuación se grafica para una presión atmosférica determinada y diferentes temperaturas, se obtendra una grafica correspondiente a la HUMEDAD DE SATURACION vs temperatura.

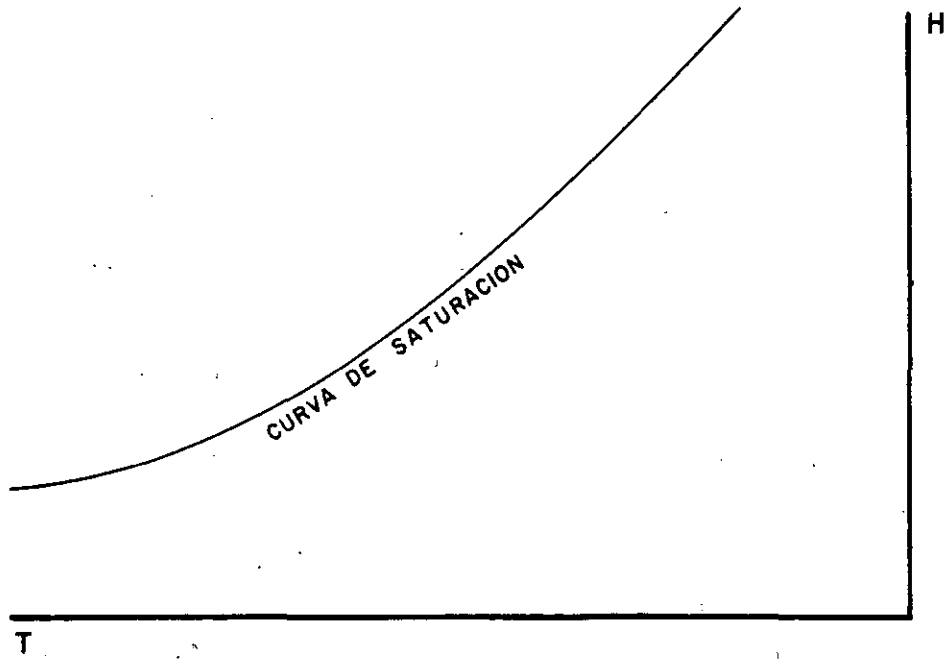


FIG. 1

El caso mas general es tener aire con una humedad menor al valor correspondiente de saturación; para poder ubicar el valor de humedad en la mayoría de los casos, se hace necesario obtener fracciones decimales del valor de saturación a las diferentes temperaturas, con objeto de poder ubicar el aire que se tiene dentro de la grafica; al graficar estos números se obtiene una familia de curvas que son fracción decimal de la línea de saturación, y así es facil ubicar cualquier punto dentro de la grafica.

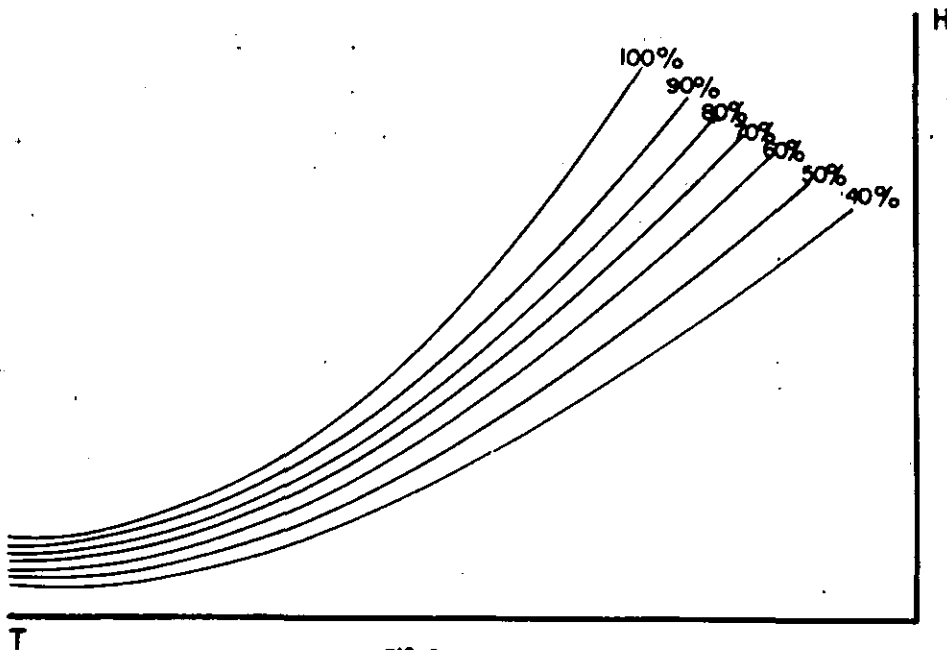


FIG. 2

TEMPERATURA DE BULBO SECO

Es aquella temperatura que es posible registrar por medio de un termómetro normal, y es la temperatura del ambiente.

TEMPERATURA DE BULBO HUMEDO

Cuando una persona va a nadar en un día soleado, sentirá una sensación agradable, tanto en el aire como en el agua, pero normalmente al salir del agua sentirá FRIO, pese a que la temperatura del aire no ha variado. Esta sensación se debe a que al estar rodeado por aire NO SATURADO, existirá una evaporación del agua que moja su cuerpo hacia el aire; para que el agua pase al aire deberá evaporarse, éste proceso requiere una gran cantidad de calor y éste será obtenido del agua que humedece al sujeto, enfriándose el agua restante y tomando calor de su cuerpo.

Si a un termómetro normal se le coloca una franela húmeda sobre el bulbo y se hace circular aire ambiente, este evaporará parte del agua que humedece al paño para tratar de saturarse; el calor requerido para esta evaporación de agua será tomado del agua restante de la franela y al permanecer húmeda, disminuirá su temperatura hasta un cierto límite. A este límite se le llama temperatura de "bulbo húmedo".

ENTALPIA

Para un proceso a presión constante, volumen constante y sin trabajo, el termino ENTALPIA define la cantidad de calor contenida por una unidad de masa de aire; se puede

definir a la entalpia del aire como la suma de la entalpia de aire seco a partir de un punto de referencia, mas la entalpia del vapor de agua. (Humedad) que contiene el punto en cuestion.

Para el aire seco la ecuacion que define su entalpia

$$h_a = C_p (T_i - T_r) \quad (1)$$

Para la humedad del aire:

$$h_w = H [C_{pw}(T_w - T_r) + h_{fgw} + C_{pv}(T_i - T_r)] \quad (2)$$

La entalpia total del aire sera la suma de estas dos ecuaciones:

$$h = C_p(T_i - T_r) + H [C_{pw}(T_w - T_r) + h_{fgw} + C_{pv}(T_i - T_r)]$$

Se considera que el agua añadida al aire se calentará como agua desde un cierto punto de referencia (T_r) hasta la temperatura de rocío del aire final (T_w); a esa temperatura se convertirá en vapor y de ahí se recalentará hasta la temperatura considerada del punto (T_i).

Evidentemente la temperatura de referencia lógica es 0°C , con lo que se simplifica un poco la ecuación.

Las variables de estas ecuaciones son las siguientes:

H : Humedad absoluta, o especifica.

h_a: Entalpia del aire seco

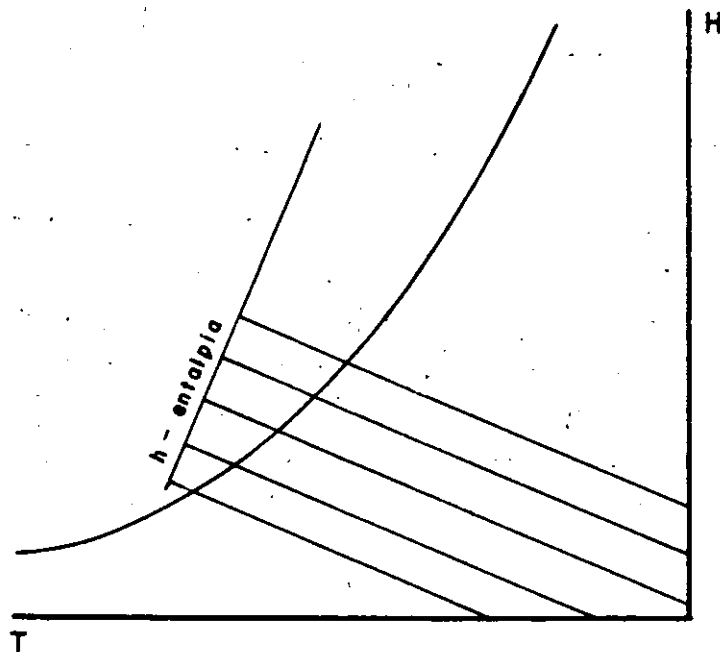
h_w: Entalpia de la humedad contenida por kg de aire

C_p : Calor específico a presión constante del aire

C_{pw}: Calor específico del agua

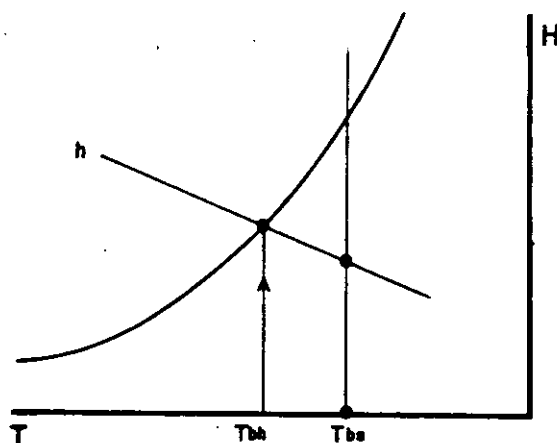
- Cpv: Calor específico del vapor de agua
- hfgw: Calor de vaporización del agua a Tw
- Tr : Temperatura de referencia del sistema (0°C)
- Ti : Temperatura de bulbo seco del punto considerado
- Tw : Temperatura de rocío del punto considerado

En la ecuación que define la entalpia, hay unicamente dos variables independientes; la temperatura Ti y la humedad absoluta H, ya que Tw es una función de H. Al tenerse una ecuación de primer grado con dos variables independientes; al definir una de ellas, para un cierto valor asignado de "h" se tendrán una serie de puntos que formarán una línea recta cuyo valor de entalpia será constante. Es interesante hacer notar que la línea de entalpia constante coincide al llegar a saturación con la temperatura de "bulbo húmedo", esta circunstancia que actualmente es obvia, se descubrió casualmente.



La forma mas general de encontrar las condiciones del aire ambiente es la siguiente:

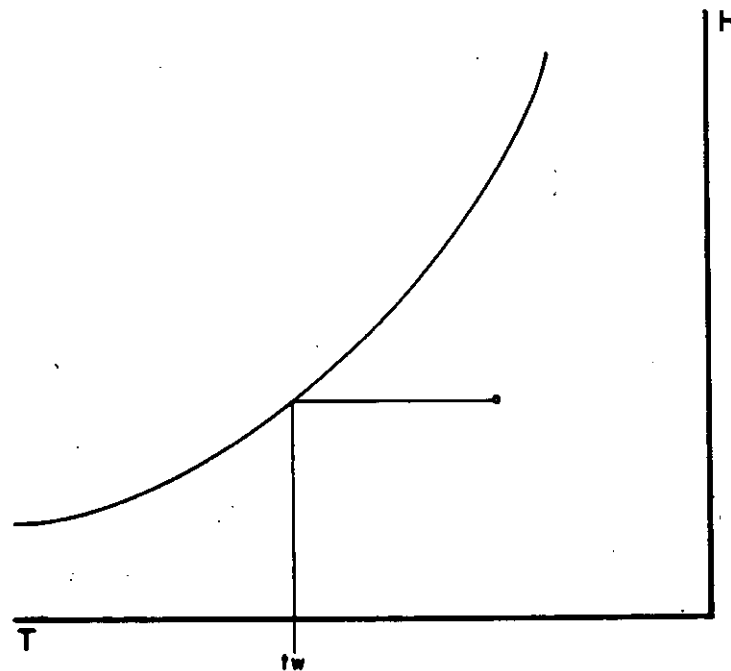
Se determina por medio de un PSICROMETRO, (Aparato que tiene un termometro para bulbo seco y otro para bulbo húmedo), las temperaturas de bulbo seco (tbs) y de bulbo húmedo (tbh); se marcan dos líneas verticales sobre una carta psicrométrica, una para bulbo seco y otra para bulbo húmedo; al tocar la línea de temperatura de bulbo húmedo con la curva de saturación, se corre hacia la derecha por una línea de entalpia constante, al cortar la línea de temperatura de bulbo seco, ahí se encuentra el punto ambiente buscado

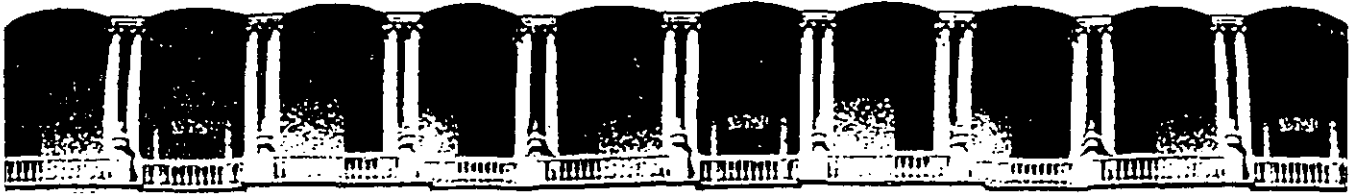


TEMPERATURA DE ROCIO

Al enfriar aire no saturado, se conservará su humedad absoluta hasta que el aire toque con la línea de saturación; a partir de este punto cualquier enfriamiento posterior ocasionará una disminución de la humedad del aire. A esta temperatura, a la cual se llega a saturación sin disminuir humedad, se le llama temperatura de rocío (tr o tw).

Una forma simple de percibir este concepto es la siguiente: Al servirse una bebida fría en un vaso, se empezará a enfriar el recipiente y el aire circundante también; pasados algunos minutos el vaso estará empañado exteriormente y tendrá unas gotas de rocío que se han condensado sobre su superficie. Esto demuestra que la superficie del vaso está a una temperatura inferior a la temperatura de rocío del aire.





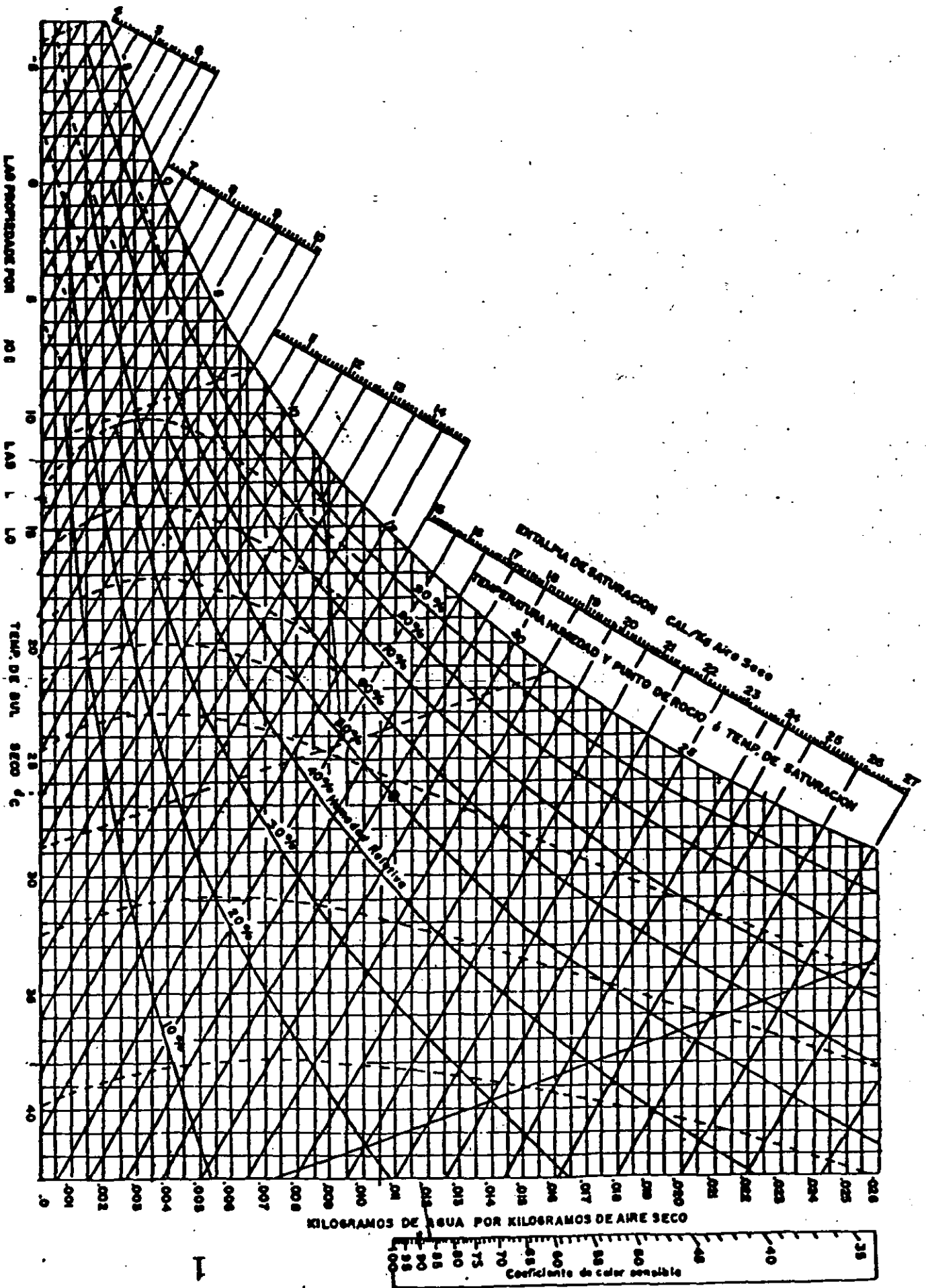
**FACULTAD DE INGENIERIA U.N.A.M.
DIVISION DE EDUCACION CONTINUA**

CURSOS ABIERTOS

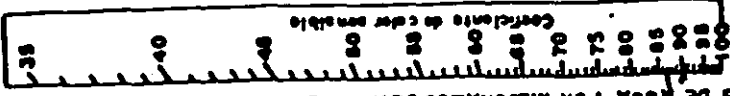
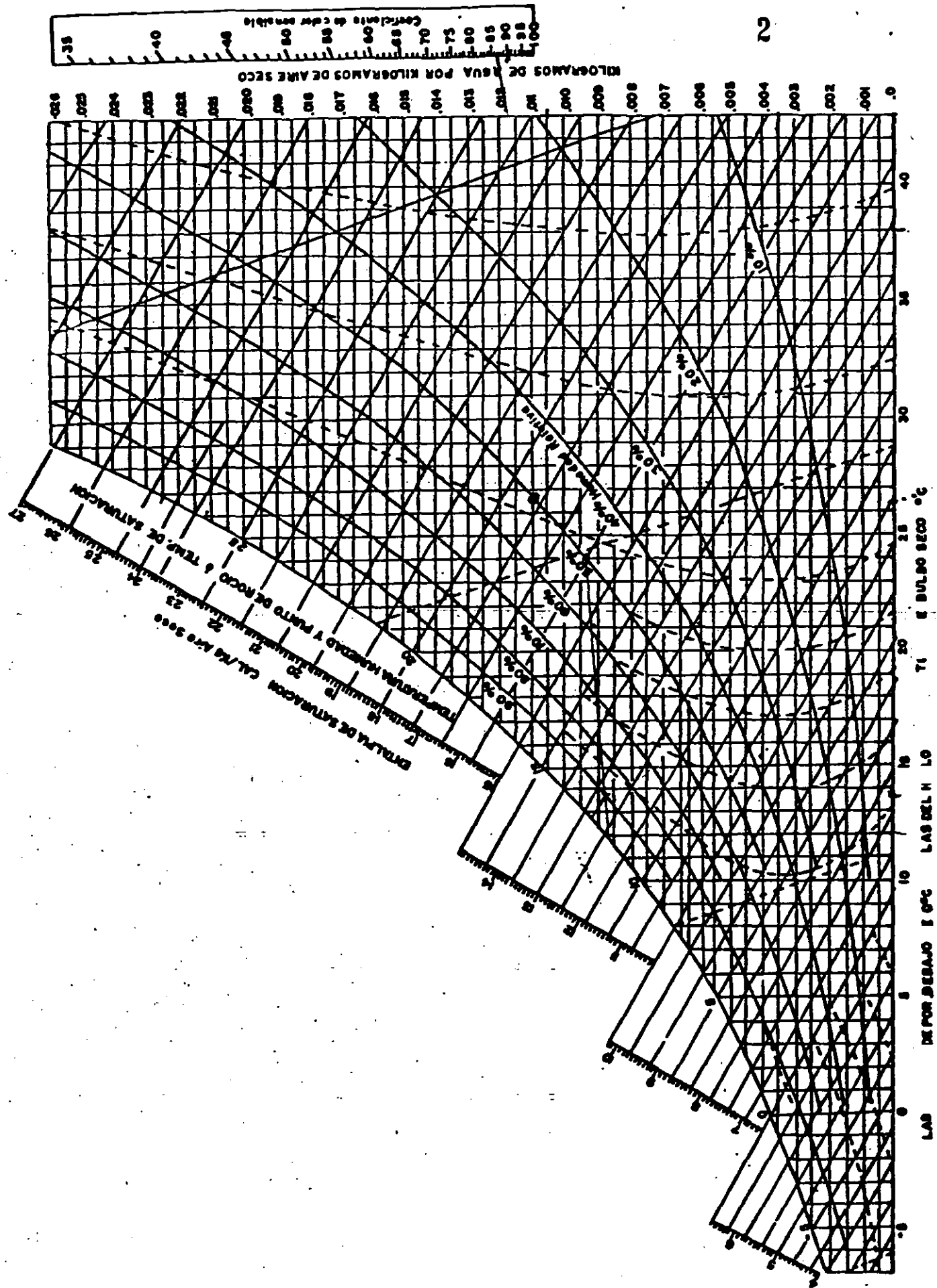
PROYECTO DE AIRE ACONDICIONADO

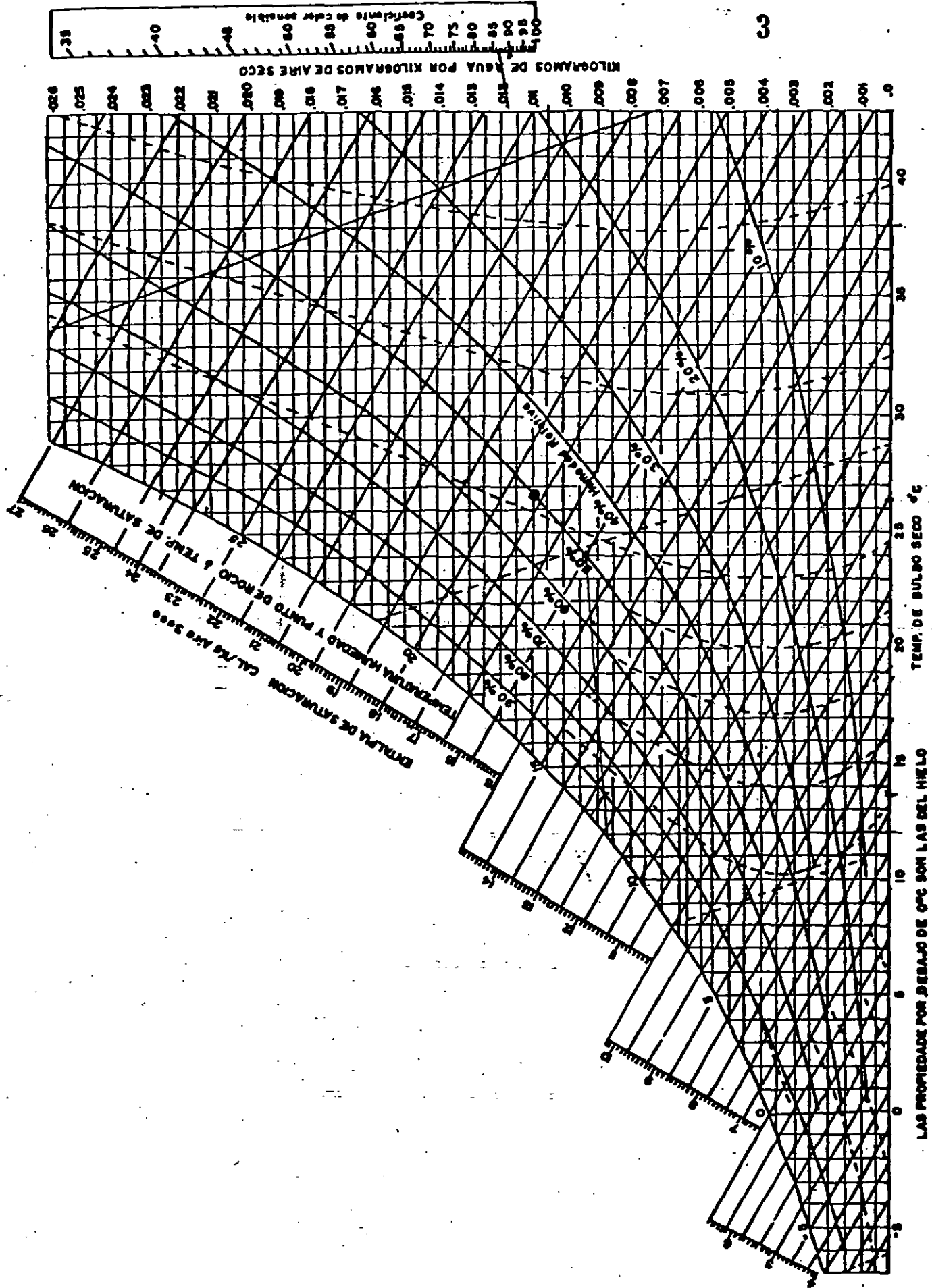
T A B L A S

*JUNIO
1992*



1





LAS PROPIEDADES POR DEBAJO DE OPC SON LAS DEL HIELO

1944



**FACULTAD DE INGENIERIA U.N.A.M.
DIVISION DE EDUCACION CONTINUA**

*CURSOS ABIERTOS
PROYECTO DE AIRE ACONDICIONADO*

PROCESOS PSICOMETRICOS

*JUNIO
1992*

PROCESOS PSICROMETRICOS

Las maneras por medio de las cuales es posible modificar las condiciones del aire son las siguientes:

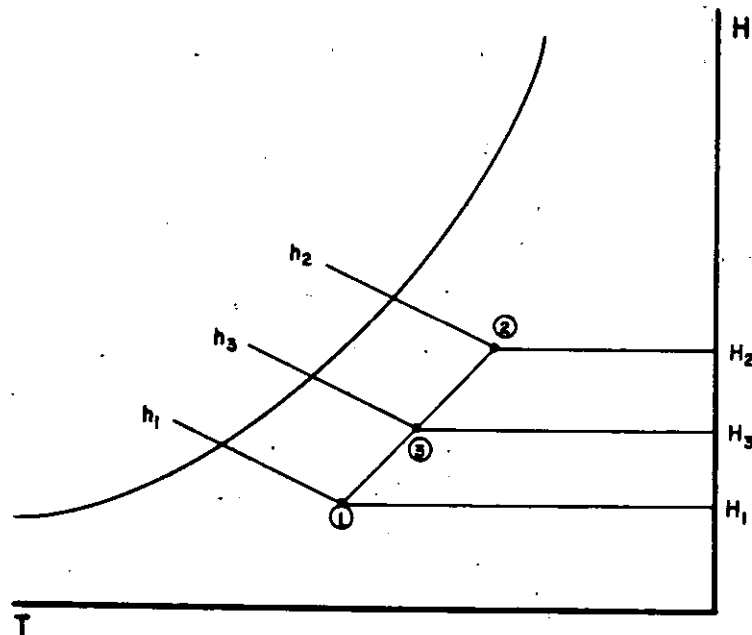
1.- MEZCLA DE DOS FLUJOS DE AIRE

Al mezclarse dos corrientes de aire con diferentes características; el aire de mezcla se encontrará sobre una línea recta que los une, las ecuaciones que definen este comportamiento son las siguientes:

$$M_1 + M_2 = M_3 \quad (1)$$

$$M_1 h_1 + M_2 h_2 = M_3 h_3 \quad (2)$$

$$M_1 H_1 + M_2 H_2 = M_3 H_3 \quad (3)$$

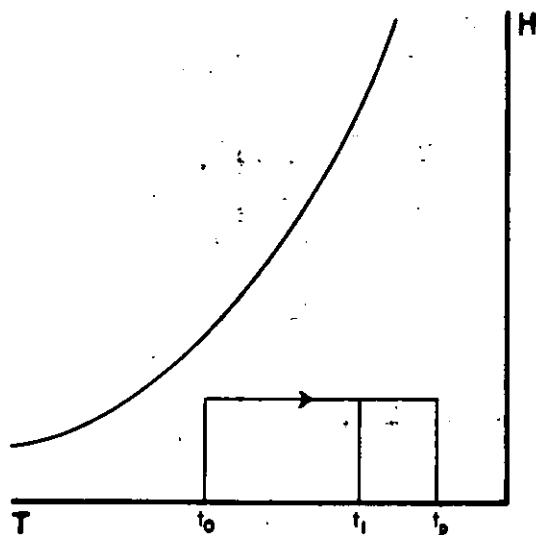


2.- FLUJO DE AIRE SOBRE UNA SUPERFICIE SECA Y MAS CALIENTE

Al fluir aire sobre una superficie seca y mas caliente que él, el aire se calentará por supuesto, pero normalmente no alcanzará la temperatura de ésta superficie; ya que para que esto sucediera, sería necesario tener o un tiempo de contacto infinito, o una superficie de contacto infinita. Aquí se emplea un concepto nuevo llamado FACTOR DE BY PASS (FB), este factor mide la ineficiencia de un serpentín y es el complemento a 100% de la eficiencia; en terminos generales se puede definir de la siguiente forma:

$$FB = \frac{\text{lo que no se hizo}}{\text{todo lo que se podia haber hecho}}$$

El factor de by pass es un número adimensional que relaciona las temperaturas del aire y la placa del serpentín y es función únicamente del diseño del serpentín y la velocidad del aire a través de este. Permite facilmente calcular la temperatura de un medio de calefaccion o predecir la temperatura de salida del aire a calentar

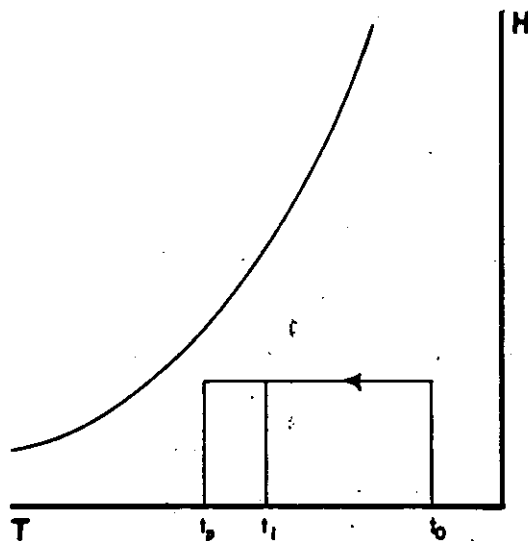


t_p : Temperatura de placa
 t_0 : Temperatura del aire de entrada
 t_1 : Temperatura del aire de salida

$$FB = \frac{t_p - t_1}{t_p - t_0}$$

3.- FLUJO DE AIRE SOBRE UNA SUPERFICIE MAS FRIA Y SECA

El aire se enfria al paso por el serpentín, conservandose su humedad absoluta constante (no llegará a saturación) y el proceso se lleva a cabo de forma similar al anterior:

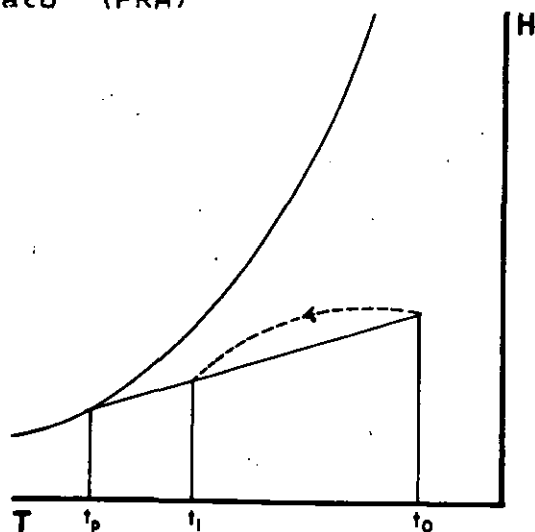


$$FB = \frac{t_1 - t_p}{t_0 - t_p}$$

4.- ENFRIAMIENTO Y DESHUMIDIFICACION

En este caso la temperatura de placa estará a un valor menor que la temperatura de rocío del aire y por lo tanto se presentará una condensación de humedad que reducirá la humedad total del aire de salida. El comportamiento real del aire se presenta aproximadamente por medio de la línea punteada; pero el "factor de by pass equivalente" nos define con bastante precisión el punto de salida del aire. En procesos donde se lleva a cabo condensación; se acostumbra

llamar a la temperatura de placa " Punto de rocío del aparato" (PRA)



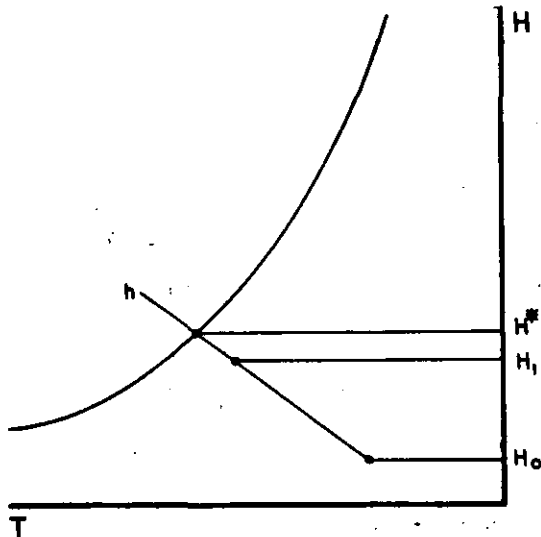
$$FB = \frac{t_i - t_p}{t_o - t_p}$$

5.- ENFRIAMIENTO Y HUMIDIFICACION

Al pasar aire no saturado a través de una cortina de agua; el aire tratará de saturarse, pero al no existir una fuente externa de calor que le permita conservar su temperatura, simultáneamente a la ganancia de humedad existirá una pérdida de temperatura ya que el calor necesario para la evaporación del agua, será tomado del medio a su alrededor y por lo tanto el proceso se llevará a cabo a entalpia constante (Humidificación Adiabática). Este proceso se emplea en acondicionamiento de aire para los "Enfriadores evaporativos" (lavadoras de aire) que son el sistema mas barato de proporcionar aire fresco y húmedo a un local.

Aquí se utiliza el concepto clasico de eficiencia para evaluar la bondad del sistema; se puede establecer la eficiencia en función de las temperaturas o de los valores de

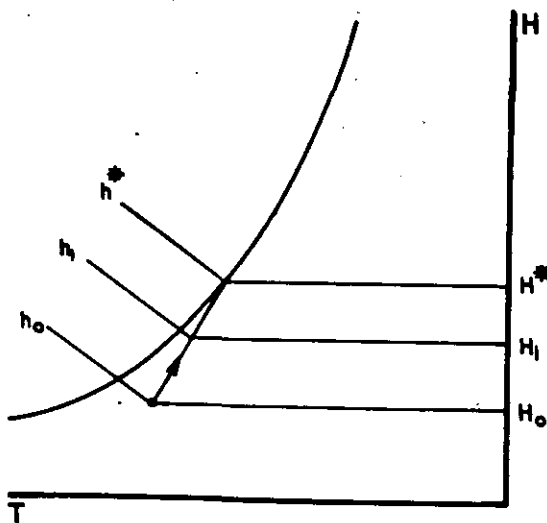
humedad absoluta.



$$\eta = \frac{H_1 - H_0}{H^* - H_0}$$

6.- CALENTAMIENTO Y HUMIDIFICACION

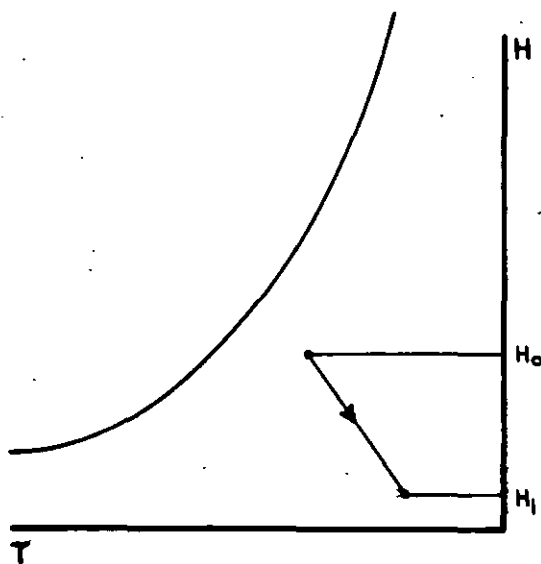
Si durante el proceso de humidificación se introduce calor al sistema; generalmente calentando el agua, se logrará humidificar y calentar simultáneamente; este proceso presenta una variación de entalpia entre la entrada y la salida del aire que es la cantidad de calor requerida para poder llevar a efecto el proceso.

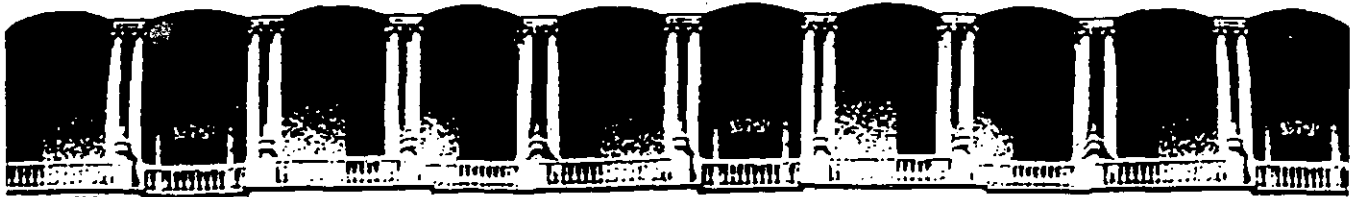


$$\eta = \frac{H_1 - H_0}{H^* - H_0}$$

7.- CALENTAMIENTO Y DESHUMIDIFICACION

Al pasar aire ambiente por un medio absorbente de humedad, como alumina, gel de sílice, bromuro de litio, etc; una parte de la humedad del aire pasa a formar parte del material absorbente, ya sea como agua de cristalización o agua en solución; pero al pasar de la fase vapor que tenía en el aire a fase líquida que tendrá en el absorbente, necesariamente cede su calor de vaporización, incrementándose consecuentemente la temperatura del aire y el medio absorbente. Esta es una operación inversa a la humidificación adiabática, y presenta grandes posibilidades a un futuro muy cercano.





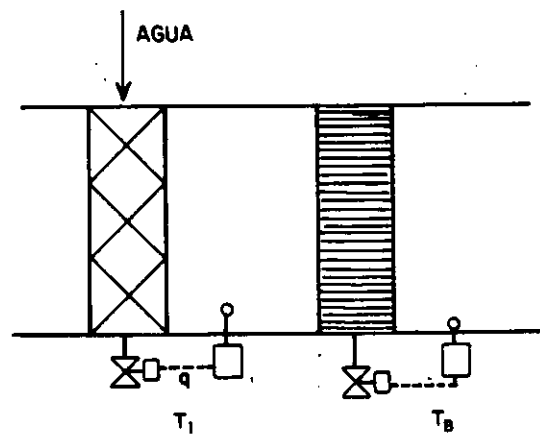
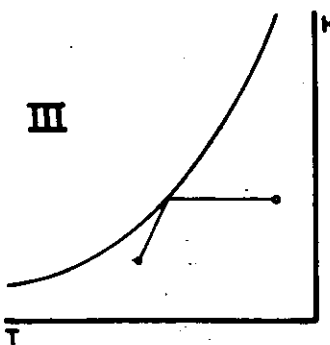
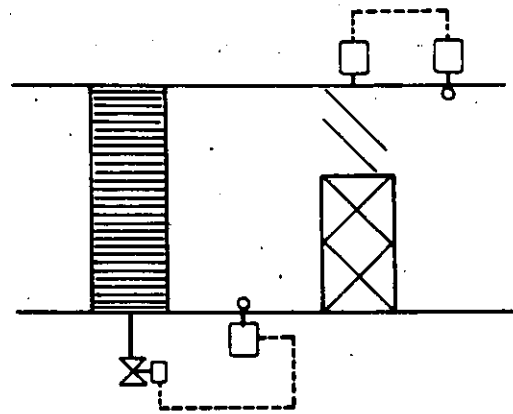
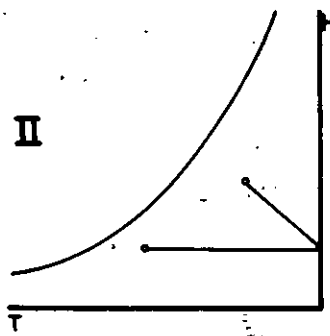
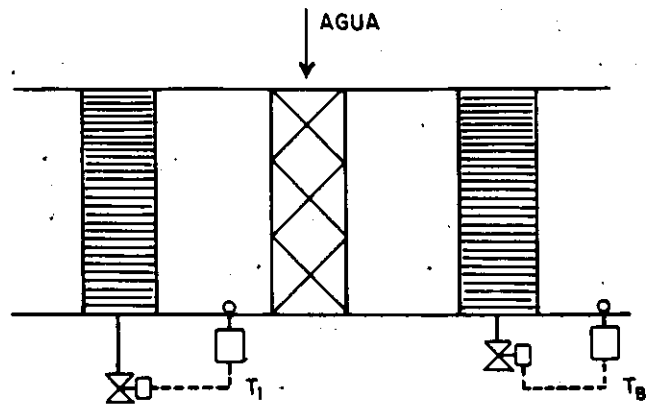
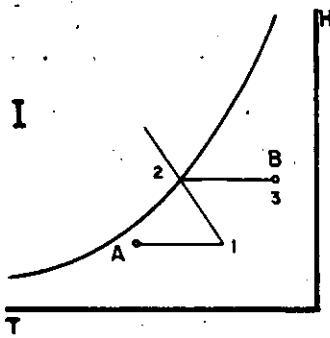
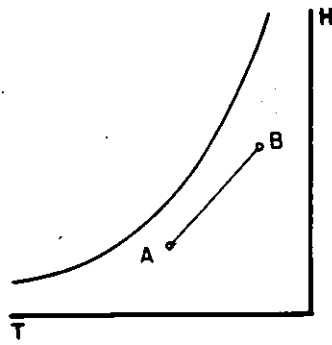
**FACULTAD DE INGENIERIA U.N.A.M.
DIVISION DE EDUCACION CONTINUA**

CURSOS ABIERTOS

PROYECTO DE AIRE ACONDICIONADO

HUMIDIFICACION Y DESHUMIDIFICACION

*JUNIO
1992*

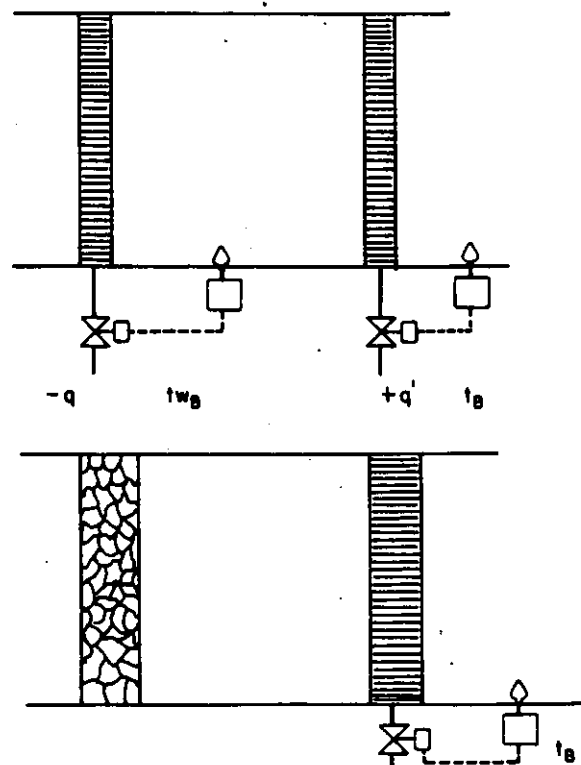
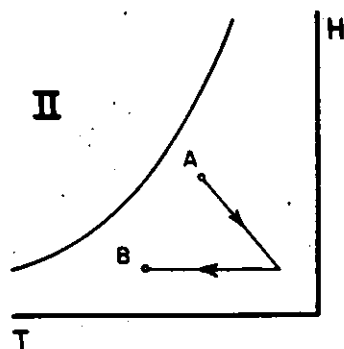
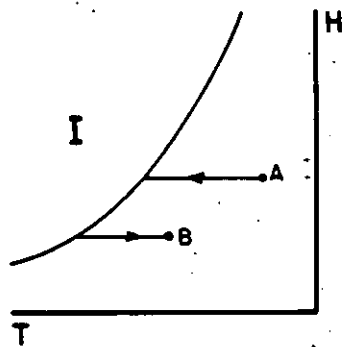


HUMIDIFICACION Y DESHUMIDIFICACION

DESHUMIDIFICACION

Es muy frecuente en aire acondicionado requerir que el aire que se encuentra en una posición "A", deba ser transformado a otro con una condición "B"; normalmente se requerira modificar tanto su temperatura como su humedad. Esto podra ser llevado a cabo por medio de uno o varios de los "procesos psicrometricos" empleados en secuencias o diferentes pasos.

Es importante hacer notar que para la solución de un determinado problema, habrá varias posibles soluciones; todas ellas buenas, algunas mas sencillas y otras mas complejas pero todas posibles, siempre y cuando se respeten los procesos psicrométricos. En algun momento se presentarán dos o mas alternativas TOTALNTE EQUIVALENTES y se escogerá una de ellas al criterio o gusto del diseñador.



CANTIDAD DE AIRE NECESARIO

CALOR SENSIBLE

El aire que se inyecta a una area acondicionada, tiene como finalidad "recoger" o "suministrar" calor al espacio que se pretende acondicionar; si se trata de calefaccion, el aire que se introduzca al local debera tener una temperatura mayor a la del ambiente que se pretende mantener, para que al mezclarse con el aire interior ceda calor que compense a aquel que esta perdiendo el local hacia el exterior.

Si se trata del enfriamiento requerido en verano, el aire debera suministrarse mas frio que el ambiente para contrarrestar la ganancia de calor del local.

La cantidad de calor que puede tomar a ceder el aire de suministro se definira por medio de la siguiente ecuacion:

$$Q_s = m \cdot C_p \cdot \Delta T$$

En donde Q_s sera la cantidad de calor cedida o absorbida por el aire desde su temperatura de entrada al local hasta la temperatura del interior.

Este calor se llevara a cabo siempre a humedad constante.

CALOR LATENTE

La humedad en el interior de un local es una de las variables que deben ser controladas para conservar las condiciones propuestas de diseño, normalmente existe una generación de humedad que se debe principalmente al metabolismo de los seres vivos y también a algunos equipos que generan humedad hacia el ambiente. En el caso general, el aire que se suministre a un determinado local deberá tener una humedad absoluta menor a la requerida en el interior, con objeto de absorber la que se genere ahí.

La humedad en el aire representa una forma de calor, ya que está como vapor de agua y a temperatura constante la variación de humedad implicará una variación de entalpia; se define de la siguiente forma:

$$q_i = m \Delta h \lambda$$

El "calor latente" o calor de vaporización del agua varía con la temperatura, presentando un problema adicional, sin embargo para el rango normal de aire acondicionado (0 a 40 °C) su valor no varía substancialmente, y tomar un valor intermedio como "constante" es perfectamente permisible

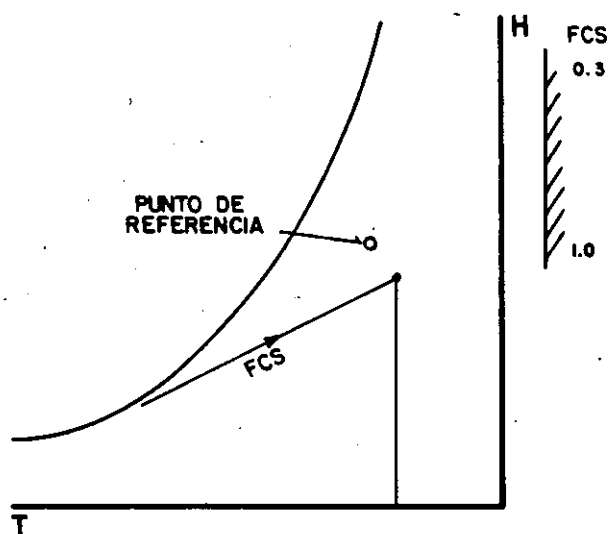
$$\lambda = 585 \text{ kcal/kg de agua}$$

FACTOR DE CALOR SENSIBLE

Evidentemente no es posible introducir una cantidad de aire que recoja el calor sensible (q_s) y otra que recoja el calor latente (q_l); por lo que será necesario considerar una cantidad de aire que sea capaz de realizar las dos funciones simultaneamente. Con este objeto se define al FACTOR DE CALOR SENSIBLE (FCS) de la siguiente forma:

$$FCS = \frac{q_s}{q_s + q_l}$$

El factor de calor sensible, en realidad indica la pendiente de la línea de operación del aire desde que este ingresa al local hasta que llega a las condiciones interiores; y para cada problema SOLAMENTE existirá un solo FCS, ya que indica cuanto calor latente debe ser recojido por unidad de calor sensible.



Para el caso de Verano la línea de FCS tendrá como origen la curva de saturación de la carta psicrométrica y como final el punto que define las condiciones interiores del local.

En el caso de calefacción en invierno se presenta un problema de indefinición de las variables; si el suministro de aire es "muy grande", la diferencial de temperatura requerida será "muy pequeña", viceversa. El problema estriba en definir que se considera "muy grande" o "muy pequeño"; a este respecto se hace necesario el auxilio de criterios auxiliares para poder definir una de las dos variables involucradas:

A) VOLUMEN DE INYECCION

Si el volumen de aire que se inyecta a un lugar es muy pequeño no será posible lograr una temperatura uniforme en el local y se encontrarán "puntos" fríos o calientes en él. Si es muy grande se tendrá una temperatura totalmente homogénea pero habrá corrientes de aire molestas.

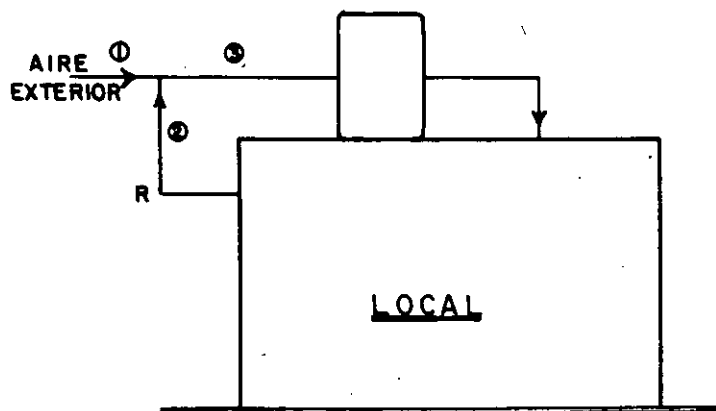
Algunos autores y la experiencia de los diseñadores han establecido un criterio al respecto; "El aire que se suministra al interior de un local deberá ser de 10 a 20 VECES su volumen en una hora" A este criterio se le llama "Cambios por hora". No es un criterio absoluto pero es una buena guía.

B) TEMPERATURA MAXIMA DE INYECCION

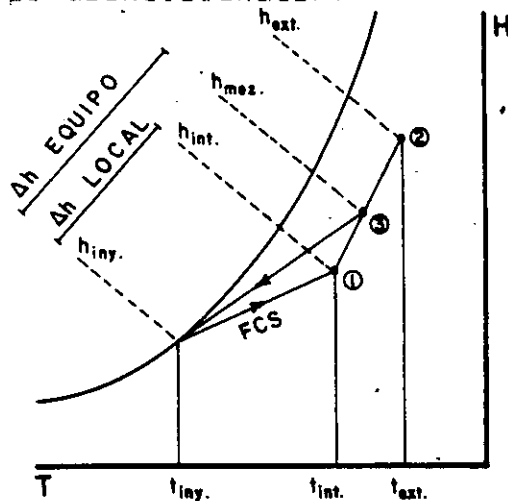
Mientras mayor sea la temperatura de inyección, se requerirá menos aire y por lo tanto el equipo será mas pequeño; sin embargo una temperatura elevada causará grandes pérdidas en los ductos y sobre todo problemas serios de RADIACION en los difusores; como regla general deberá tratarse de que la temperatura de los difusores no sea mayor de 45°C.

CICLO COMPLETO DEL AIRE

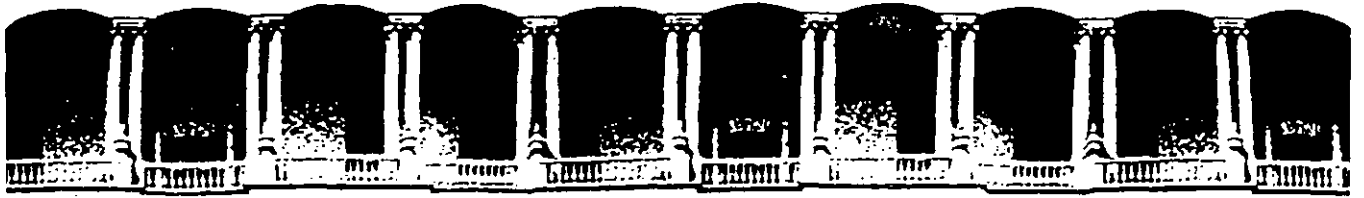
Una vez que el aire ha realizado su labor en el interior del local por acondicionar, debe salir de él para ser substituido por aire proveniente del acondicionador; sin embargo en la mayoría de los casos este aire es mas facil de acondicionar que el aire exterior, obteniendose una economia de importancia. No es posible recircular todo el aire, ya que es necesaria una cantidad de "aire nuevo" para mantener la pureza necesaria; sin embargo se recirculará todo el que sea permisible y se completará al 100 % con aire exterior (Este sera función del número de personas y de la actividad que realicen).



La mezcla de aire exterior y aire recirculado será la que se suministre al equipo acondicionador.



La cantidad de calor que deberá suministrar o retirar el equipo acondicionador será la diferencia de entalpías entre al "aire de mezcla" y el "aire de inyección". Normalmente la carga térmica del equipo es DIFERENTE a la carga térmica del local.



**FACULTAD DE INGENIERIA U.N.A.M.
DIVISION DE EDUCACION CONTINUA**

CURSOS ABIERTOS

PROYECTO DE AIRE ACONDICIONADO

CONDICIONES DE COMODIDAD

*JUNIO
1992*

CONDICIONES DE COMODIDAD

El aire acondicionado tiene como objeto fundamental el provocar zonas con temperatura y humedad adecuadas para que las personas se sientan cómodas. Esto quiere decir que, en zonas donde hace mucho frío, el aire acondicionado se diseña y calcula para producir temperaturas más altas que la exterior en el interior de los locales habitados (oficinas, escuelas, teatros, casas, etc.) así mismo, en lugares donde se registran muy altas temperaturas, el objetivo del aire acondicionado es lograr que en los locales habitados se mantengan temperaturas más bajas que las exteriores.

Para lograr lo anterior se deben tomar en cuenta cuatro factores principalmente:

- a) Temperatura del aire
- b) Humedad del aire
- c) Movimiento del aire
- d) Pureza del aire
- e) Nivel de ruido

A continuación se explica la importancia de cada uno de estos factores:

a) TEMPERATURA DEL AIRE

El primer intento de crear zonas cómodas para el hombre fué tratando de controlar la temperatura, ya que, como de todos es sabido, trabajar ó descansar en un lugar donde la temperatura sea extremadamente baja ó alta, resulta incomodo y poco eficiente.

b) HUMEDAD DEL AIRE

El cuerpo humano pierde bastante calor debido a la evaporación, esta evaporación aumenta cuando la humedad ambiente es baja, de aquí la importancia de controlar la humedad. Debe de aclararse también que humedades altas producen reacciones fisiológicas molestas y además afectan algunos materiales.

c) MOVIMIENTO DEL AIRE

El simple movimiento del aire puede modificar la sensación de calor, puede incluso llegar a provocar la sensación de frío, ya que el movimiento del aire sobre el cuerpo humano incrementa la pérdida de calor y humedad del propio cuerpo.

d) PUREZA DEL AIRE

Cuando se está en un local acondicionado, se procura recircular constantemente el mismo aire para ahorrar energía, pero debe tenerse cuidado en purificar suficientemente este aire debido a que de no hacerlo, los olores se irán concentrando hasta ser muy molestos, el humo del cigarro provocará molestias en los ojos y la nariz, etc.

En casos especiales deberá considerarse una purificación especial, como puede ser el caso del aire inyectado a un quirófano. En general la contaminación del aire deberá evitarse ya que es un problema complejo que la humanidad tiene que resolver en esta época.

CARTA DE COMODIDAD

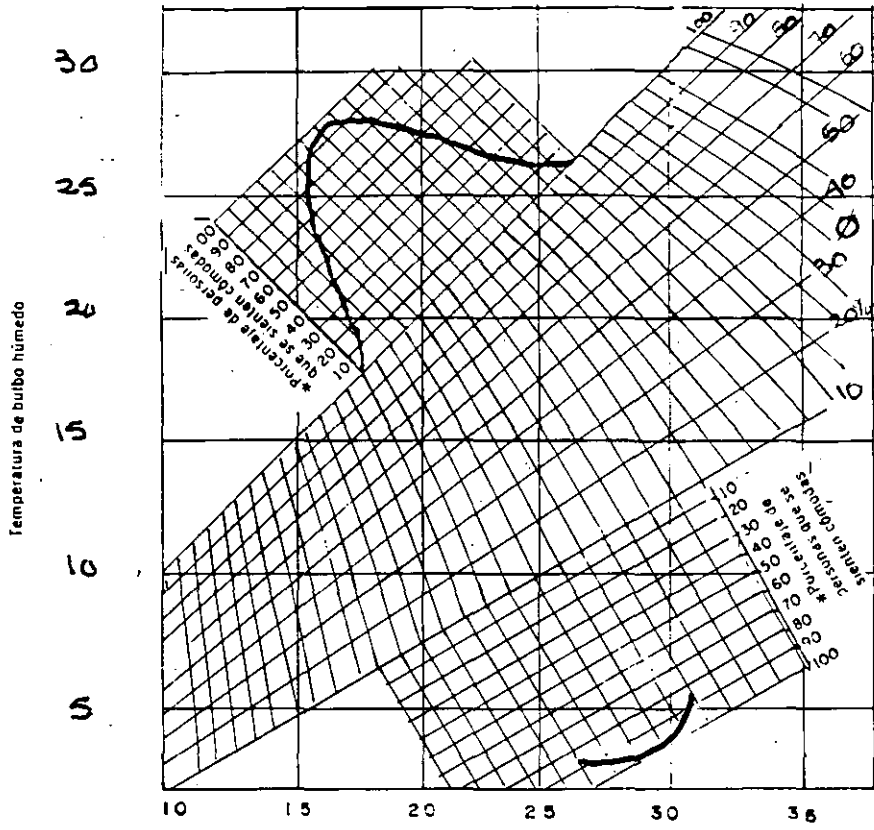
Para poder establecer las condiciones adecuadas de los cuatro factores mencionados, se ha establecido la llamada "Carta de Comodidad", la cual se obtuvo después de una serie de experimentos realizados por la ASHAE y que permite determinar diferentes conjuntos de valores en cuanto a temperaturas de bulbo seco y húmedo, humedad relativa y velocidad del aire, en función de la "Temperatura Efectiva" que se escoge.

TEMPERATURA EFECTIVA

La temperatura efectiva es un índice empírico del grado de calor que percibe una persona cuando se expone a varias combinaciones de temperatura, humedad y movimiento del aire.

Una temperatura efectiva puede tener humedades relativas desde 0% hasta 100% y velocidades de aire desde muy lentas hasta muy altas y aunque la sensación de calor en cualquier caso es la misma, la comodidad producida en los diferentes casos no es igual.

Por ejemplo se puede decir que muy bajas humedades producen sensación de "tostamiento" en la piel, boca y nariz; humedades altas en cambio provocan malos olores y transpiración mayor del cuerpo. Altas velocidades en el aire crean chiflones incómodos y molestos.



Ahora siguiendo la trayectoria de la línea de temperatura efectiva de 70°F se busca la intersección con la temperatura de bulbo seco de 79°C (26°C), ésto dá como resultado que la humedad relativa necesaria para la condición preestablecida sea de 19%.

FACTORES QUE DETERMINAN LA TEMPERATURA EFECTIVA

Cómo se puede observar, en la Carta de Comodidad se indica el porcentaje de personas que se encontrarán cómodas con cada una de las temperaturas efectivas, es decir, siempre existirán personas que no se encuentren totalmente cómodas.

Lo anterior sucede debido a los diferentes factores que influyen en la temperatura efectiva y que son:

a) Aclimatación diferente.

Esto se refiere a que personas que viven en zonas cálidas estarán cómodas a temperaturas más altas que aquellas acostumbradas a vivir en lugares fríos. Lo mismo sucede con las diferentes estaciones, ya que en invierno se siente uno cómodo a menores temperaturas que en verano.

Algo similar sucede con la humedad.

b) Duración de la ocupación.

Es de suma importancia este factor en lugares públicos como tiendas, bancos, oficinas, etc.

Se ha comprobado que cuando la duración de la ocupación es pequeña, resulta conveniente tener diferencias de temperaturas bajas con respecto a la exterior y viceversa, en lugares donde la estancia es prolongada, la diferencia de temperaturas deberá ser mayor.

c) Ropa

Dependiendo de la época del año, las gentes se visten con ropa diferente, de tal manera que esto tiene una determinación directa sobre la temperatura efectiva.

Debemos mencionar que en general las mujeres usan ropa más ligera que los hombres, lo cual crea problemas para acondicionar locales que serán utilizados por hombres y mujeres.

d) Edad y sexo.

Las personas de 40 años ó más, en general requieren de una temperatura efectiva mayor, así como las mujeres; esta temperatura es más alta en 0.5°C (1°F) aproximadamente. La carta de comodidad está estructurada para hombres maduros menores de 40 años.

e) Efectos de choque.

Se le llama así al efecto producido al entrar del exterior a un lugar acondicionado y provocado por el cambio de temperaturas. Este efecto se puede controlar provocando zonas de temperatura efectiva intermedia entre la exterior

y la más cómoda, por ejemplo: en los vestíbulos ó corredores de un hotel u oficina.

Se ha demostrado que estos choques no son dañinos para personas acostumbradas a vivir en zonas donde el acondicionamiento de aire es indispensable -- (regiones muy frías y/o muy cálidas).

f) Actividad.

La temperatura efectiva cómoda varía dependiendo de la actividad que se desarrolle en el local acondicionado ya que, resulta obvio, no se estará cómodo a la misma temperatura en una fábrica ó taller donde los operarios tienen -- una actividad más o menos constante, que en una oficina o en un teatro, donde las personas se encontrarán intactas o casi inactivas.

g) Calor radiado.

Cuando se habla de aglomeraciones grandes de personas, como en un teatro o cine, el efecto del calor radiado entre las gentes obliga a disminuir la temperatura efectiva cómoda.

De igual manera, cuando se está en un local con muchas ventanas, el cuerpo -- radía más calor al medio ambiente y ésto produce sensación de frío por lo -- que la temperatura efectiva deberá ser más alta.

MAXIMA TEMPERATURA EFECTIVA

En general, los diferentes manuales y diseñadores de aire acondicionado señalan que la temperatura efectiva no debe exceder de 30°C (85°F).

CONDICIONES GENERALES DE DISEÑO

Para diseñar el aire acondicionado de un local se debe partir de ciertas bases que son:

- a) Condiciones de diseño exterior
 - b) Condiciones de diseño interior
-
- a) Las condiciones de diseño exterior están dadas por las temperaturas mínimas promedio exteriores del lugar en donde se ubicará el local acondicionado, - así como por las temperaturas máximas promedio. En páginas posteriores aparece una tabla que proporciona las temperaturas de diseño exterior para las principales ciudades de diferentes estados de la República Mexicana.
 - b) Las condiciones de diseño interior se establecen precisamente con la carta - de comodidad, pero además existen tablas que señalan la temperatura de bulbo seco y humedad relativa recomendadas dependiendo de las temperaturas exteriores.

La tabla siguiente la propone la Jefatura de Proyectos y Construcciones del I. M. S. S., que en México es una de las instituciones que más normas han desarrollado en este campo.

CONDICIONES GENERALES DE DISEÑO.

Temperaturas exteriores de diseño.	Temperaturas interiores de diseño.	Humedad relativa interior.
35 grados C. de bulbo - seco, o mayores.	25 grados C. de bulbo - seco.	50%
32 grados C. de bulbo - seco.	23 grados C. de bulbo - seco.	50%
30 grados C. de bulbo - seco.	22 grados C. de bulbo - seco.	50%

La misma dependencia señala que para invierno la temperatura de diseño interior será en general de 21°C (70°F) y humedad relativa no menor del 30-35%.

b.2) cuando se diseña calefacción debe tenerse especial cuidado con la humedad relativa permisible ya que, si la humedad es muy alta en el local acondicionado, se puede producir condensación del vapor de agua en las ventanas. La tabla siguiente señala los máximos valores permisibles de humedad relativa dependiendo de la temperatura exterior y del tipo de ventana que se -- utilice.

De cualquier forma, se puede calcular la temperatura de rocío permisible para evitar condensaciones, según la siguiente fórmula:

$$t_w = t_i - (t_i - t_e) U/f$$

t_w = temperatura de rocío

t_i = temperatura de b.s. interior

t_e = temperatura de b.s. exterior

U = coeficiente de transmisión del vidrio ó muro

f = coeficiente de película interior.

b.3) El movimiento del aire es otra condición interior que debe considerarse en el diseño.

La ASHRAE ha establecido que la velocidad del aire dentro de los locales deberá oscilar entre los 4.5 m/min (15 pie/min) y los 12 m/min (40 pie/min).

CONDICIONES INTERIORES ESPECIALES.

Espacios acondicionados.	Temperatura interior Bulbo seco.	Humedad Relativa Interior
QUIROFANOS:		
Salas de Operaciones, Salas de Expulsión y Emergencias.	21 - 24° C.	50 - 60%
Salas de Recuperación.	21 - 24° C.	50 - 60%
PEDIATRIA:		
Cuneros.	24° C.	50%
Observación y aislamiento.	24° C.	50%
Encamados.	24° C.	40 - 50%
Prematuros.	25 - 27° C.	55 - 65%

CONDICIONES DE VENTILACION

Como ya se mencionó anteriormente, cuando se diseña aire acondicionado para un local, siempre se procurará reutilizar el mismo aire, provocando su recirculación, para evitar grandes consumos de energía.

Lo anterior debe ser estudiado con calma ya que, si se recircula el 100% del aire, éste se encontrará cada vez más contaminado de olores y humo así como -- con mayor contenido de CO₂.

Para evitar esta contaminación, se debe suministrar siempre una cierta cantidad de "aire nuevo de ventilación", tirando así la misma cantidad del aire contaminado, con esto se logra que, a través del tiempo, todo el aire se haya renovado y la contaminación no alcance altas y molestas concentraciones.

A continuación se proporcionan 2 tablas que recomiendan la ventilación necesaria para diferentes tipos de locales, en función del uso del local y del número de personas y en función del volúmen del mismo local.

TABLA VII-3. Ventilación recomendada para diferentes lugares

APLICACION	Humo de cigarras	ft ³ /min. por persona		ft ³ /min. mínimos de obra por ft ² de techo
		Recomendado	Mínimo	
Departamentos {normales de lujo	Poco	20	15	—
	Poco	30	25	0.33
Bancos	Ocasional	10	7.5	—
Peluquerías	Considerable	15	10	—
Salones de belleza	Ocasional	10	7.5	—
Bares	Mucho	30	25	—
Corredores	—	—	—	0.25
Sala de juntas	Excesivo	50	30	—
Departamentos de tiendas	Nada	7.5	5	0.05
Garajes	—	—	—	1.0
Fábricas	Nada	10	7.5	0.10
Funerarias (salones)	Nada	10	7.5	—
Cafetería	Considerable	10	7.5	—
Hospitales {quirófanos cuartos privados salas de espera	Nada	—	—	2.0
	Nada	30	25	0.33
	Nada	20	15	—
Habitaciones de hotel	Mucho	30	25	0.33
Cocinas {restaurantes residencias	—	—	—	4.0
	—	—	—	2.0
Laboratorios	Poco	20	15	—
Salones de reunión	Mucho	50	30	1.25
Oficinas {generales privadas privadas	Poco	15	10	—
	Nada	25	15	0.25
	Considerable	30	25	0.25
Restaurantes {cafetería comedor	Considerable	12	10	—
	Considerable	15	12	—
Salones de clase	—	—	—	—
Teatros	Nada	7.5	5	—
Teatros	Poco	15	10	—
Tocadores	—	—	—	2.0

13

De *Modern Air Conditioning, Heating, and Ventilating*, 3ª edición, por Willis H. Carrier, Realto E. Cherne, Walter A. Grant y William H. Roberts, con autorización de Pitman Publishing Corporation.

ESPACIOS A VENTILARSE

Cambios por hora:

Minutos per cambio:

14

Almacenes	4 - 6	15 - 12
Auditorios	6	10
Casetas de Proyección.	60	1
Clubes	12	5
Cocinas	30	2
Garages	12	5
Laboratorios	10 - 20	6 - 3
Lavanderías	20 - 30	3 - 2
Oficinas	10	6
Panaderías y Reposterías	20	3
Restaurantes	12	5
Salas de Máquinas	7½	8
Salas de Recreación	10	6
Sanitarios interiores	15 - 20	4 - 3
Talleres	10	6
Vestidores	10	6

13

TABLA VH-3. Ventilación recomendada para diferentes lugares

APLICACION	Humo de cigarros	ft ³ /min. por persona		ft ³ /min. mínimos de obra por ft ² de techo	
		Recomendado	Mínimo		
Departamentos	{ normales	Poco	20	15	—
	{ de lujo	Poco	30	25	0.33
Bancos		Ocasional	10	7.5	—
Peluquerías		Considerable	15	10	—
Salones de belleza		Ocasional	10	7.5	—
Bares		Mucho	30	25	—
Corredores		—	—	—	0.25
Sala de juntas		Excesivo	50	30	—
Departamentos de tiendas		Nada	7.5	5	0.05
Garajes		—	—	—	1.0
Fábricas		Nada	10	7.5	0.10
Funerarias (salones)		Nada	10	7.5	—
Cafetería		Considerable	10	7.5	—
Hospitales	{ quirófanos	Nada	—	—	2.0
	{ cuartos privados	Nada	30	25	0.33
	{ salas de espera	Nada	20	15	—
Habitaciones de hotel		Mucho	30	25	0.33
Cocinas	{ restaurantes	—	—	—	4.0
	{ residencias	—	—	—	2.0
Laboratorios		Poco	20	15	—
Salones de reunión		Mucho	50	30	1.25
Oficinas	{ generales	Poco	15	10	—
	{ privadas	Nada	25	15	0.25
	{ privadas	Considerable	30	25	0.25
Restaurantes	{ cafetería	Considerable	12	10	—
	{ comedor	Considerable	15	12	—
Salones de clase		—	—	—	—
Teatros		Nada	7.5	5	—
Teatros		Poco	15	10	—
Tocadores		—	—	—	2.0

De *Modern Air Conditioning, Heating, and Ventilating*, 3ª edición, por Willis H. Carrier, Realto E. Cherne, Walter A. Grant y William H. Roberts, con autorización de Pitman Publishing Corporation.

ESPACIOS A VENTILARSE	Cambios por hora:	Minutos por cambio:
Almacenes	4 - 6	15 - 12
Auditorios	6	10
Casetas de Proyección.	60	1
Clubes	12	5
Cocinas	30	2
Garages	12	5
Laboratorios	10 - 20	6 - 3
Lavanderías	20 - 30	3 - 2
Oficinas	10	6
Panaderías y Reposterías	20	3
Restaurantes	12	5
Salas de Máquinas	7½	8
Salas de Recreación	10	6
Sanitarios interiores	15 - 20	4 - 3
Talleres	10	6
Vestidores	10	6

ESTADO	CIUDAD	RANEO DIARIO (°F)	DATOS SITUACION					DATOS VERANO								DATOS INVIERNO			
			POSICION GEOGRAFICA		ALTURA ROBRE EL NIVEL DEL MAR m	PRESION BAROMETRICA		TEMPERATURAS				HUMED. RELAT. (%)	GRADOS DIA ANUALES (°C)	TEMPERATURAS			GRADOS DIA ANUALES (°C)		
			LATITUD N	LONGITUD W		m bar	mm Hg	MAX. EXT. °C	DE CALCULO					MIN. EXT. °C	DE CALCULO	BS °C		BS °F	
					°C				BS	BH	°F	BH							
MICHOACAN	APATZINGAN	11.10	19° 05'	102° 18'	682	937	703	43.0	37	25	102	77	35	5,013	+11.5	+10	57		
	MORELIA	14.18	19° 42'	101° 07'	1,913	812	609	31.3	30	19	86	66	38	168	+1.6	+6	43	270	
	ZAMORA	17.70	19° 59'	107° 18'	1,633	840	630	37.5	35	20	95	68	27	520	-0.2	+4	39	25	
	ZACAPU	19.33	19° 45'	101° 45'	2,000	804	603	34.0	32	19	90	66	32	168	-6.0	-1	30	675	
MORELOS	CUAUTLA	25.80	18° 48'	98° 57'	1,241	874	655	47.4	42	22	108	72	20	825	+5.1	+7	45		
	CUERNAVACA	11.70	18° 33'	99° 14'	1,538	849	632	37.6	31	20	108	68	39	250	+6.9	+11	52		
NAYARIT	JAN BLAS	8.25	21° 32'	103° 19'	7	1,013	760	36.0	33	26	91	79	60	1,462	+7.3	+11	52		
	TAPIC	18.45	21° 31'	104° 53'	918	912	684	38.4	36	26	97	79	47	600	+1.9	+6	43		
NUEVO LEON	MONTENORELOS	12.44	26° 12'	99° 30'	452	985	724	42.8	37	25	102	77	35	1,856	+0.8	+5	41	99	
	MONTERREY	15.15	25° 40'	100° 18'	534	934	715	41.8	38	26	100	79	41	1,181	-5.4	0	32	173	
OAXACA	OAXACA	18.45	17° 04'	96° 42'	1,563	846	635	38.0	35	22	95	72	35	240	+2.4	+7	45		
	SALINA CRUZ	8.55	16° 12'	95° 12'	56	1,007	755	36.0	34	26	93	79	55	2,003	+16.0	+19	60		
PUEBLA	PUEBLA	15.15	19° 02'	98° 11'	2,150	790	593	30.4	29	17	84	63	35	1,444	-1.5	+3	37	418	
	TENHUACAN	19.25	18° 28'	97° 23'	1,676	835	627	37.0	34	20	93	68	30	190	-5.0	0	32	80	
QUERETARO	QUERETARO	17.70	20° 36'	100° 23'	1,842	819	614	36.7	33	21	91	70	30	159	-4.9	0	32	248	
	COZUMEL	9.30	20° 31'	86° 57'	3	1,013	760	35.8	33	27	91	81	65	1,759	+10.3	+14	57		
QUINTANA ROO	PAYO OBISPO	9.40	18° 30'	88° 20'	4	1,013	760	37.2	34	27	93	81	60	2,170	+9.5	+13	45		
	SAN LUIS POTOSI	18.75	22° 09'	100° 38'	1,087	816	612	37.3	34	18	93	64	22	86	-2.7	+2	36	145	
SINALOA	CULIACAN	12.45	24° 48'	107° 24'	53	1,005	755	40.5	37	27	79	81	47	1,659	+3.1	+7	45		
	HAZATLAN	5.10	23° 11'	106° 25'	78	1,004	753	33.0	31	26	88	79	68	1,373	+11.2	+14	57		
	TOPOLORAMPO	40.80	23° 36'	109° 03'	3	1,013	760	41.1	37	27	99	81	47	1,754	+8.0	+12	53.6		
SONORA	GUAYMAS	16.45	27° 55'	110° 53'	4	1,013	760	47.0	42	22	108	72	17	1,809	+7.0	+11	52		
	HERMOSILLO	13.50	29° 05'	110° 58'	211	989	742	45.0	41	28	106	82	37	1,875	+7.0	+6	43	84	
	MOGALES	14.40	30° 21'	110° 58'	1,177	885	654	41.0	37	26	97	79	44	655	-9.0	-4	25	979	
	CIUDAD OBREGON	13.15	27° 29'	109° 55'	40	1,009	757	48.0	43	28	109	82	32	2,443	-1.1	+4	39		
TABASCO	VILLAHERRIOSA	12.70	17° 59'	97° 53'	10	1,012	759	41.0	37	26	99	79	42	2,206	+17.7	+15	59		
	MATAMOROS	10.06	25° 52'	97° 30'	12	1,012	754	34.2	36	26	97	79	46	1,815	-4.7	0	32	47	
TAMAULIPAS	NUEVO LAREDO	13.05	27° 28'	99° 30'	440	907	718	45.0	41	25	106	77	27	2,041	-7.0	-2	20	118	
	TAMPICO	11.50	22° 12'	97° 31'	18	1,011	758	39.3	36	28	97	82	54	1,635	-2.5	+2	36		
	CIUDAD VICTORIA	15.15	23° 04'	99° 08'	321	977	733	41.7	38	26	100	79	40	1,337	-2.5	+2	36	87	
TLAXCALA	TLAXCALA	18.15	19° 32'	98° 15'	2,232	781	588	29.4	28	17	82	63	39	211	-1.9	+3	37	512	
VERACRUZ	JALAPA	17.70	19° 32'	96° 55'	1,349	863	647	34.6	32	21	90	70	40	245	+2.2	+6	43	208	
	ORIZABA	19.50	18° 51'	97° 06'	1,248	878	659	37.0	34	21	93	70	35	184	+1.5	+6	43	134	
	VERACRUZ	8.55	19° 12'	96° 08'	16	1,011	758	35.6	33	27	91	81	65	1,763	+9.6	+13	55		
YUCATAN	MERIDA	13.00	20° 58'	89° 38'	27	1,011	758	41.0	37	27	99	81	47	2,140	+11.6	+16	59		
	PROGRESO	13.80	21° 17'	89° 40'	14	1,012	759	38.8	36	27	97	81	50	1,900	+13.0	+16	61		
ZACATECAS	FREGNILLO	21.45	23° 10'	102° 53'	2,350	781	586	31.0	26	19	97	66	23	235	-4.5	0	32	794	
	ZACATECAS	16.95	22° 47'	102° 34'	2,612	784	561	29.0	28	17	83	63	29		-7.5	-2	25	1,303	

1

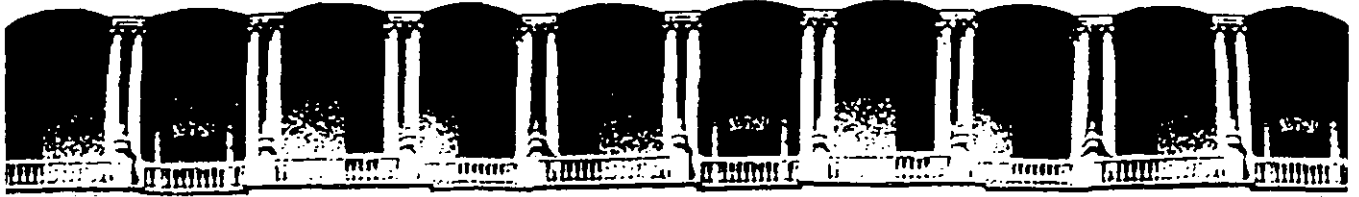
91

ESTADO	RANGO DIARIO (°C)	CIUDAD	DATOS SITUACION					DATOS VERANO							DATOS INVIERNO				
			POSICION GEOGRAFICA		ALTURA SOBRE EL NIVEL DEL MAR m	PRESION BAROMETRICA		TEMPERATURAS				HUMED. RELAT. (% ^{prom})	GRADOS DIA ANUALES (°C)	TEMPERATURAS			GRADOS DIA ANUALES (°C)		
			LATITUD N	LONGITUD W		mbar	mm Hg	MAX. EXT. °C	DE CALCULO					MIN EXT. °C	DE CALCULO				
					°C				B5	BH	A5	AH	°C		B5	B5	°F		
AGUASCALIENTES	18 ⁰⁰	AGUASCALIENTES	21° 53'	102° 18'	1,079	816	612	36.8	34	19	73	66	26	24.8	-4.7	0	32	330	
BAJA CALIFORNIA	3 ¹⁵	ENSENADA	31° 52'	115° 36'	13	1,012	759	36.5	34	26	93	79	55	109	+1.1	+5	41	492	
	16 ¹⁵	MEXICALI	32° 29'	116° 30'	1	1,013	760	47.8	43	28	109	82	33	1,660	-3.7	+1	34	372	
	6 ⁰⁰	LA PAZ	24° 10'	110° 07'	18	1,011	758	38.0	36	27	97	81	50	1,827	+9.0	+13	55		
	20 ⁰⁰	TIJUANA	32° 29'	117° 02'	28	1,010	758	38.2	35	26	95	79	50	754	-5.3	+2	36	652	
CAMPECHE	12 ⁴⁵	CAMPECHE	19° 31'	90° 32'	25	1,010	758	38.9	36	26	97	79	46	2,087	+12.7	+16	61		
	13 ⁵⁰	CIUDAD DEL CARMEN	18° 38'	91° 49'	3	1,013	760	41.0	37	26	99	79	42	2,126	+10.8	+14	57		
COAHUILA	12 ⁴⁵	MONTEON	26° 55'	101° 26'	386	940	711	42.0	38	24	100	75	34	1,169	-7.8	-3	27	326	
	16 ⁰⁵	NUOVA ROSITA	27° 55'	101° 17'	450	945	724	45.0	41	29	106	77	30	1,539	-8.5	-3	27	481	
	14 ³⁰	PIEDRAS NEGRAS	28° 42'	100° 31'	220	988	741	43.5	40	26	104	79	34	1,547	-11.9	-6	21	479	
	18 ³⁰	SALTILLO	25° 26'	101° 00'	1,639	842	632	38.0	35	22	95	72	36	208	-9.6	-4	25	513	
COLIMA	14 ³⁰	COLIMA	19° 14'	103° 45'	494	938	719	39.5	36	24	97	75	36	1,683	+8.8	+12	54		
	10 ²⁰	MANZANILLO	19° 04'	106° 20'	3	1,013	760	38.6	35	27	95	81	55	2,229	+12.1	+16	59		
CHIAPAS	10 ³⁰	TAPACHULA	14° 54'	92° 16'	168	984	766	37.4	34	25	93	77	49	2,081	+12.8	+16	61		
	11 ³⁰	TUATLA GUTIERREZ	16° 46'	93° 06'	356	933	715	38.5	35	25	95	77	46	1,601	+7.2	+11	52		
CHIHUAHUA	12 ⁴⁵	CHIHUAHUA	28° 30'	106° 04'	1,423	860	648	38.9	35	23	95	73	38	651	-11.5	-6	21	793	
	15 ⁰⁰	CIUDAD JUAREZ	31° 44'	105° 19'	1,137	819	667	41.2	37	24	99	75	35	695	-16.0	-10	14	1,289	
DISTRITO FEDERAL	18 ³⁰	MEXICO CHAPULTEPEC	19° 26'	99° 10'	2,240	780	585	33.0	32	17	90	63	26	78	-4.8	0	32	847	
DURANGO	10 ³⁰	DURANGO	24° 01'	104° 40'	1,898	834	610	35.6	33	17	91	63	23	100	-5.0	0	32	550	
	12 ³⁵	CIUDAD LEON	25° 30'	103° 32'	1,140	804	667	39.0	36	21	97	70	27	1,082	-4.2	+1	34	721	
GUANAJUATO	18 ⁰⁰	CELAYA	20° 32'	100° 49'	1,754	828	610	41.6	38	20	100	68	22	637	-4.5	0	32	136	
	10 ⁴⁵	GUANAJUATO	21° 01'	101° 15'	2,037	801	601	33.8	32	18	90	64	28	49	+1.0	+5	41	245	
	16 ³⁵	LEON	21° 08'	101° 41'	1,809	822	617	36.6	34	20	93	68	30	192	-2.3	+2	36	176	
	17 ⁴⁰	GALVATIERRA	20° 15'	100° 51'	1,761	827	620	38.0	35	19	95	66	25	367	-2.0	+3	37	40	
GUERRERO	6 ⁰⁰	ACAPULCO (IATAPA)	16° 50'	99° 56'	3	1,013	760	35.8	33	27	91	81	65	2,613	+15.8	+19	66		
	15 ⁰⁰	CIUDAD DE AYATOTEPAN	17° 53'	99° 30'	1,260	873	638	35.2	32	23	91	73	45	434	+6.0	+9	48		
	13 ³⁰	TAXCO	18° 33'	99° 36'	1,755	820	621	36.5	34	20	93	68	30	518	+8.0	+12	54		
HIDALGO	18 ⁴⁵	PACHUCA	20° 08'	98° 46'	2,445	764	573	31.4	29	16	84	64	38		-5.8	-1	30	1007	
	21 ⁰⁰	TULANCINGO	20° 06'	98° 22'	2,181	787	570	34.7	32	19	90	66	32	12	-5.8	-1	30	849	
JALISCO	15 ³⁰	GUADALAJARA	20° 41'	103° 20'	1,519	844	633	36.0	33	20	91	68	34	206	-3.7	+1	34	164	
	21 ⁰⁰	LAGOS	21° 22'	101° 56'	1,880	816	612	43.0	39	20	102	68	20	576	-3.2	+2	36	162	
	11 ³⁰	PUERTO VALLARTA	20° 57'	103° 15'	2	1,013	760	39.0	36	26	97	79	46	2,090	+11.0	+14	57		
MEXICO	19 ³⁵	TEXCOCO	19° 31'	98° 31'	2,216	784	588	34.0	32	19	90	66	32	175	+6.0	-1	30	500	
	16 ⁴⁵	TOLUCA	19° 17'	99° 34'	2,673	743	557	26.8	26	17	79	63	47		-3.0	+2	36	1,570	

CONDICIONES EXTERIORES DE PROYECTO

MEXICO

DE CALCULO DE CARGAS



**FACULTAD DE INGENIERIA U.N.A.M.
DIVISION DE EDUCACION CONTINUA**

CURSOS ABIERTOS

PROYECTO DE AIRE ACONDICIONADO

ANALISIS DE CARGAS TERMICAS

*JUNIO
1992*

ANALISIS DE CARGAS TERMICAS

En la evaluación de un problema de aire acondicionado, el análisis de las cargas térmicas que intervienen en él es de primordial importancia; estas aportaciones o pérdidas se pueden clasificar en dos grandes grupos:

a.- CARGAS FIJAS

b.- CARGAS VARIABLES

Las cargas fijas se pueden a su vez clasificar de la siguiente forma:

a.1 Transmisión de calor

a.2 Personal

a.3 Iluminación

a.4 Equipo y miscelaneos

A.1 La transmisión de calor que ocurre a través de barreras físicas como muros, ventanas, puertas etc está definida por la ecuación general de la transferencia de calor:

$$q = U A \Delta T$$

En donde

U: Coeficiente total de transferencia de calor

A : Area a través de la cuál fluye el calor

ΔT : Diferencial de temperatura entre los

lados de la barrera

Como en el caso general de transferencia de calor, el cálculo de "U" es la parte medular del problema y en ocasiones la mas engorrosa; U está definida de la siguiente forma:

$$U = \frac{1}{\frac{1}{h_i} + \frac{1}{h_o} + \frac{x_1}{k_1} + \frac{x_2}{k_2} + \dots + \frac{x_n}{k_n}}$$

en donde

h_i : coeficiente de película interior para aire "quieto"

h_o : Coeficiente de película exterior para aire en movimiento 24 km/h (15 millas/h)

x : espesor del material que constituye barrera

k : conductividad térmica del material de la barrera

Los valores de " h_i " y " h_o " se consideran constantes dentro de cierto rango de rugosidad de la pared y velocidad del aire y sus valores en sistema métrico son los siguientes:

$$h_i = 8.03 \text{ kcal/ h } ^\circ\text{C m}^2$$

$$h_o = 29.3 \quad " \quad "$$

La conductividad térmica " k " está definida como

$$k = \text{kcal-m / h m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Y la distancia o espesor " x " en metros

16.- COEFICIENTES DE CONVECCION

f

Kcal/m²h°C

SUPERFICIE AL AIRE EXTERIOR.

Velocidad del viento m/seg. 12/Km/h ó menos
(3.33m/seg. ó menos).

20

Velocidad del viento 5m/seg. 18Km/h ó menos
(5m/s)

25

Velocidad del viento m /seg. 24km/h ó más
(6.67m/seg. ó más).

30

SUPERFICIE VERTICAL INTERIOR

5

SUPERFICIE HORIZONTAL INTERIOR

Flujo hacia abajo

6

SUPERFICIE HORIZONTAL INTERIOR

Flujo hacia arriba

9

NOTA 1:

Los coeficientes de conductividad K están expresados en Kilocalorías por metro cuadrado, por hora y por grado centígrado de diferencia de temperatura, para un material de un metro de espesor. -
Dividiendo el coeficiente K entre 0.124 se obtienen BTUs por pié cuadrado, hora grado Fahrenheit, para una pulgada de espesor.

NOTA 2:

Los coeficientes de transmisión U y los de convección f están --
dados en kilocalorías por metro cuadrado por hora y por grado --
centígrado de diferencia de temperaturas. Para convertirlos a -
BTUs por pié cuadrado, hora, y grado Fahrenheit habrá que dividir
los entre 4.88

COEFICIENTES DE CONDUCTIVIDAD TERMICA DE DIVERSOS MATERIALES

<u>Materiales de construcción</u>	<u>Kg/m³</u>	<u>K</u>
Muro de ladrillo al exterior		0.75
Muro de ladrillo al exterior con recubrimiento impermeable por fuera		0.66
Muro de ladrillo interiores		0.60
Muro de ladrillo comprimido vidrioado para acabado aparente, exterior:		1.10
Muro de tabique ligero con recubrimiento impermeable por fuera	1,600	0.60
	1,400	0.50
	1,200	0.45
	1,500	0.35
Muro de tabique ligero al exterior	1,600	0.70
Placas de asbesto cemento	1,800	0.50
Siporex al exterior con recubrimiento impermeable por fuera	660	0.18
	510	0.14
	410	0.12
Siporex al interior en espacio seco	660	0.16
	510	0.13
	410	0.11
Concreto armado	2,300	1.50
Concreto pobre al exterior	2,200	1.10
Concreto ligero al exterior	1,250	0.60
Concreto ligero al interior	1,250	0.50
Concreto ligero al exterior	800	0.40
Concreto ligero al interior	800	0.30
Muro de tepetate o arenisca calcarea al exterior		0.90
Muro de tepetate o arenisca calcarea al interior		0.80
Muro de adobes al exterior		0.80
Muro de adobes al interior		0.50
Muro de barro (con paja y carrizo)		0.40
Granito, basalto	2,700	3.00
Piedra de cal, marmol	2,600	2.10
Piedras porosas como arenisca y la caliza blanda o arenosa	2,400	2.00

<u>Rellenos y aislamientos</u>	kg/m ³	$\frac{k}{kcal/m, ^\circ C, hr}$
Tezontle como relleno o terrado seco		0.16
Relleno de tierra, arena o grava expuestos a la lluvia		2.0
Rellenos de terrado, secos, en azoteas		0.50
Arena, seca, limpia	1,700	0.35
Senica de carbón, seco	700	0.20
Siporex despedazado, seco	400	0.13
Escoria, seco	150	0.08
Aserrín relleno suelto, seco	120	0.10
Aserrín relleno empacado, seco	200	0.07
Bolas de plástico celular, empacado, seco	10-20	0.05
Virutas como relleno, seco		0.07
Masa de magnesia, seco	190	0.05
Fibra de vidrio diam. de la fibra 6 micras	15-100	0.04
Fibra de vidrio diam. de la fibra 20 micras	40-200	0.04
Lana de escoria	35-200	0.04
Lana mineral	35-200	0.04
Plástico celular de poliestireno	15-30	0.035
Cartón ruberoide con brea	1.200	0.20
Cartón ruberoide como aislamiento		0.14
Cartón corrugado, seco, poros horizontales	40	0.04
Piso de corcho comprimido	500	0.07
Placa de corcho expandido, seco	140	0.035
Placa de corcho expandido, seco	210	0.04
Placa de paja comprimido, seco	300	0.08
Celotex	350	0.07
Fibracel, duro, seco	350	0.07
Fibracel, medio duro, seco	1,000	0.11
Fibracel, poroso, seco	600	0.07
	300	0.045

Varios materiales

Vidrio	2,600	0.70
Madera de encino, seco, 90° de la fibra	700	0.14
Madera de pino blanco, seco, 90° de la fibra	500	0.12
Madera de pino blanco, expuesto a la lluvia		0.18
Asfalto para fundir	2,100	0.70
Asfalto bituminoso	1,050	0.15
Linóleo, seco		0.16
Algodón, seco		0.04
Lana pura, seco		0.04
Cascara de semilla de algodón, suelta, seca		0.05
Aire	1.2	0.022

	kg/m ³	kcal/m, °C, l
agua	1,000	0.5
acero y fierro	7,800	45
cobre	8,900	320

Acabados

Azulejos y mosaicos	0.90
aplanado con mortero de cal al exterior	0.75
aplanado con mortero de cal al interior	0.60
Terrazos y pisos de mortero de cemento	1.50
Yeso	0.138

A.2 Las personas que ocupan un lugar acondicionado producen una gran cantidad de calor dependiendo de la temperatura interior y el grado de actividad que estén realizando en algunas aplicaciones como pueden ser teatros o salones de espectáculos la carga térmica producida por personas es la mayor carga a disipar en las instalaciones; los seres vivos y algunas aplicaciones específicas producen tanto calor sensible como calor latente debido a la transpiración; la siguiente tabla da los valores que se emplean para el cálculo de la aportación térmica por personas.

TABLA IX-7. Calor producido por las personas

Grado de actividad	Aplicación típica	Relación metabólica de un hombre adulto Btu/h	Grupo de personas			Promedio de la relación metabólica Btu/h	Temperaturas del cuarto (°F, BS)									
			% de composición del grupo				27.7	26.6	25.5	23.8	21					
			Hombre	Mujer	Niño		82°F	80°F	78°F	75°F	70°F					
							Sens. Lat.		Sens. Lat.		Sens. Lat.		Sens. Lat.			
Sentado	Teatro	390	45	45	10	350	175	175	195	155	210	140	230	120	260	90
Sentado; trabajo ligero	Escuela	450	50	50	0	400	180	220	195	205	215	185	240	160	275	125
Trabajo de oficina, actividad moderada	Oficinas, hoteles, departamentos	475	50	50	0	450	200	270	200	250	215	235	245	205	285	165
Parados; caminando despacio	Tienda de ropa, almacenes	550	10	70	20	450	200	270	200	250	215	280	245	205	285	165
Caminando; sentado de pie; caminando despacio	Cafeterías, Bancos	550	20	70	10	500	180	320	200	300	220	230	255	245	290	210
Trabajo sedentario	Restaurantes	500	50	50	0	550	190	360	220	330	240	310	280	270	320	230
Trabajo ligero	Fábrica, trabajo ligero	800	60	40	0	750	190	560	220	530	245	505	295	455	365	245
Trabajo moderado	Salas de baile	900	50	50	0	850	220	630	245	605	275	575	325	525	400	450
Caminando, trabajo algo pesado	Fábricas, trabajo algo pesado	1,000	100	0	0	1,000	270	730	300	700	330	670	380	620	460	540
Trabajo pesado	Boliche	1,500	75	25	0	1,450	450	1,000	465	985	485	865	525	725	605	845

De *Modern Air Conditioning, Heating, and Ventilating*, 3ª edición, por Willis H. Carrier, Realto E. Cherie, Walter A. Grant y William B. Stetson. Traducción de Pitman Publishing Corporation.

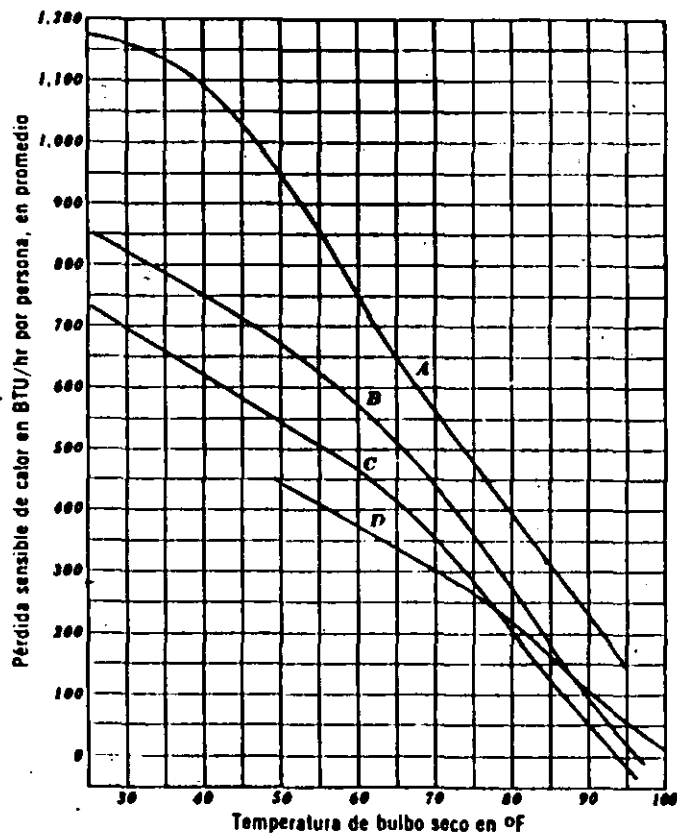


Figura IX-34. Pérdida de calor sensible de un ser humano a varias temperaturas de bulbo seco en aire quieto.

De *Air Conditioning and Refrigeration*, 4ª edición, por Burgess H. Jennings y Samuel R. Lewis, con autorización de International Textbook Company.

- A) hombre trabajando (66,150 lb pie/h)
- B) hombre trabajando (33,075 lb pie/h)
- C) hombre trabajando (16,538 lb pie/h)
- D) hombre sentado y descansando.

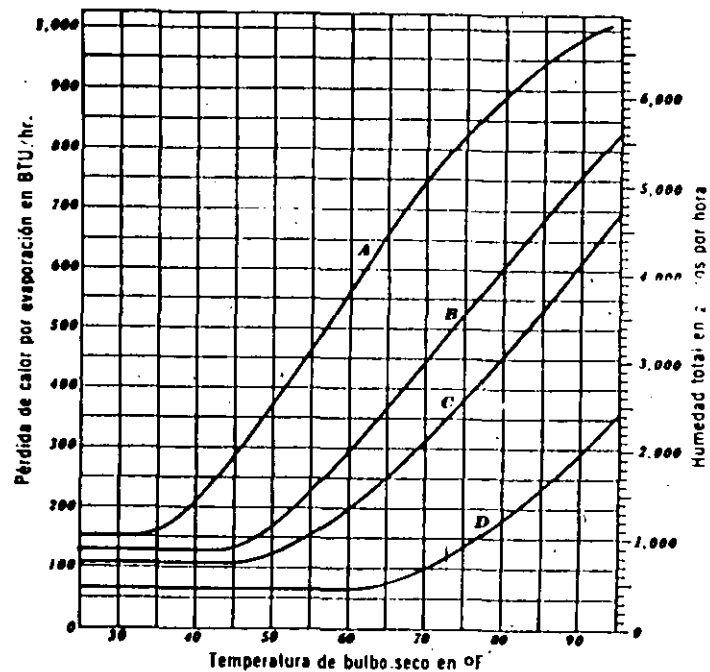


Figura IX-35. Pérdida de calor latente del ser humano por evaporación y humedad evaporada a varias temperaturas de bulbo seco en aire quieto.

De *Air Conditioning and Refrigeration*, 4ª edición, por Burgess H. Jennings y Samuel R. Lewis, con autorización de International Textbook Company.

- A) hombre trabajando (66,150 lb pie/h)
- B) hombre trabajando (33,075 lb pie/h)
- C) hombre trabajando (16,538 lb pie/h)
- D) hombre sentado y descansando.

A.3 La iluminación que normalmente es eléctrica emplea una pequeña parte de la energía consumida en producir luz y la mayor parte se transforma en calor; en el caso de la iluminación incandescente este fenómeno resulta evidente por la alta temperatura que alcanza un foco al estar prendido, en el caso de la iluminación fluorescente, el tubo es "frío" pero la balastro que intensifica el potencial para permitir el efecto fluorescente disipa gran cantidad de calor al espacio acondicionado, como ilustración ... de la forma que actúa la energía se presenta la siguiente figura:

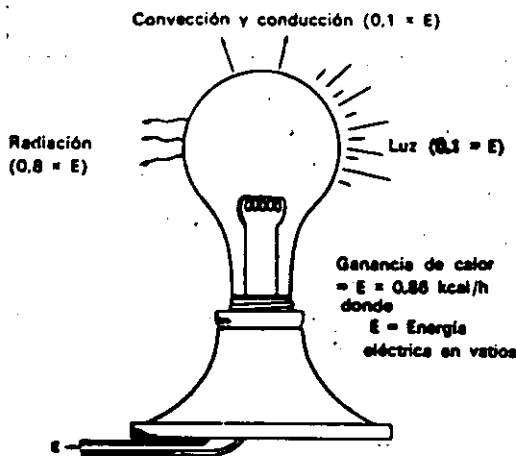


FIG. 30. Conversión de la energía eléctrica en calor y luz en las lámparas de incandescencia

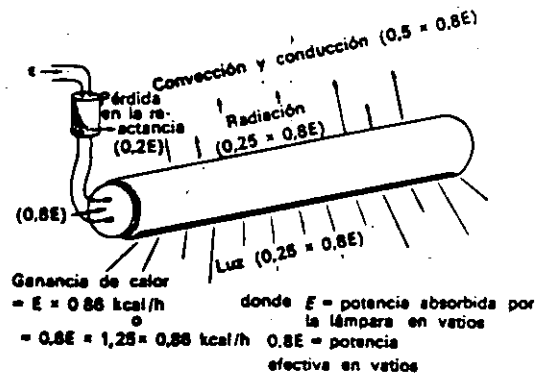


FIG. 31. Conversión de la energía eléctrica en calor y luz en las lámparas fluorescentes

El calor producido por los diferentes tipos de iluminación será el siguiente:

TABLA 50. GANANCIAS DEBIDAS A LOS APARATOS ELÉCTRICOS DE RESTAURANTES

Sin campana de extracción *

APARATOS	DIMENSIONES TOTALES sin pie ni asa (mm)	MANDO	DATOS DIVERSOS	Potencia nominal (kcal/h)	Potencia en marcha continua (kcal/h)	GANANCIAS A ADICIONAR PARA USO MEDIO		
						Calor sensible (kcal/h)	Calor latente (kcal/h)	Calor total (kcal/h)
Percolador 2 litros Calent. de agua 2 litros		Manual Manual		540 77	77 77	227 58	55 22	282 80
4 percoladores con reserva de 17 litros	308 x 762 x 640 H	Auto.	Calentador agua 2000 vatios Percolador 2960 vatios	4225		1200	300	1500
Cafetera 10 litros 10 litros 20 litros	301 φ x 864 H 383 x 384 oval x 533 H 457 φ x 940 H	Manual Auto. Auto.	Negro Niquelado Niquelado	3008 3855 4280	750 650 900	650 550 850	425 375 575	1075 925 1425
Máquina donut	338 x 358 x 1450 H	Auto.	Extractor motor de 1/2 CV	4000		1250		1250
Cocedora para huevos	254 x 330 x 635 H	Manual	Medio 550 vatios Lenta 275 vatios	935		300	200	500
Mesa caliente, con ca- lientaplatos, por m ² de superficie		Auto.	Aislado - Calentador separado para cada plato. Calientaplatos en la parte inferior	3600	1350	950	950	1900
Mesa caliente, sin ca- lientaplatos, por m ² de superficie		Auto.	Como arriba, pero sin calientaplatos	2750	1080	540	960	1500
Freidora 5 litros aceite	303 φ x 353 H	Auto.		2220	275	400	600	1000
Freidora 10 litros aceite	484 x 457 x 305 H	Auto.	Superficie 300 x 380 mm	5995	5000	950	1425	2375
Placa calentadora	457 x 457 x 203 H	Auto.	Superficie activa 450 x 380 mm	2000	780	775	425	1200
Parrilla para carne	355 x 355 x 254 H	Auto.	Superf. útil 250 x 300 mm	2550	475	975	525	1500
Parrilla para sandwich	330 x 355 x 254 H	Auto.	Superficie de parrilla 300 x 300 mm	1600	475	675	175	850
Calentador de pan	466 x 432 x 330 H	Auto.	1 cajón	375	100	275	25	300
Tostador (continuo)	381 x 381 x 711 H	Auto.	Para dos cortes 360 cortes/h	1875	1250	1275	325	1600
Tostador (continuo)	508 x 381 x 711 H	Auto.	Para 4 cortes 720 cortes/h	2570	1500	1525	650	2175
Tostador (automático)	152 x 279 x 228 H	Auto.	2 cortes	1025	250	617	113	730
Molde de tortas	305 x 330 x 254 H	Auto.	1 torta de 180 mm	620	150	275	185	460
Molde de tortas	355 x 330 x 254 H	Auto.	12 tortas de 64 x 95 mm	1890	375	775	525	1300

* En el caso en que exista una campana bien proyectada, con succión mecánica, multiplicar los valores anteriores por 0,5.

TABLA 51. GANANCIAS DEBIDAS A LOS APARATOS DE RESTAURANTE

Funcionamiento a gas o a vapor - Sin campana de extracción*

APARATO	DIMENSIONES TOTALES, sin pie ni asa (mm)	MANDO	DATOS DIVERSOS	Potencia nominal (kcal/h)	Potencia en marcha continua (kcal/h)	GANANCIAS A ADMITIR PARA USO MEDIO		
						Calor sensible (kcal/h)	Calor latente (kcal/h)	Calor total (kcal/h)
GAS								
Percolador 2 litros Calentador agua 2 litros		Manual Manual	Combinación sin percolador y calentador agua	854 126	126 126	340 100	90 25	430 125
Percolador completo con depósito	482 x 762 x 648 H		4 percoladores con reserva de 17 litros			1815	455	2270
Cafetera 11 litros » 11 litros » 19 litros	381 φ x 844 H 384 x 584 oval x 533 H 457 φ x 948 H	Auto. Auto. Auto.	Negra Niquelada Niquelada	804	983 854 1180	730 630 980	730 630 980	1440 1260 1940
Calentaplatos, por m ² de superficie		Manual	Tipo baño maría	5430	2430	2310	1220	3530
Fritadora, 6,8 kg de grasa	384 x 388 x 457 H	Auto.	Superficie 250 x 250 mm	3590	755	1060	705	1765
Fritadora, 12,7 kg de grasa	381 x 889 x 378 H	Auto.	Superficie 276 x 400 mm	6890	1135	1815	1210	3025
Parrilla Queimador superior Queimador inferior	558 x 358 x 431 H (0,13 m ² de super- ficie de parrilla)	Manual	Aislado 5500 kcal/h 3750 kcal/h	9320		3625	915	4540
Horno, parte sup. abierta, por m ² de superficie		Manual	Queimadores anulares 3000-5500 kcal/h	3800		1140	1140	2280
Horno, parte sup. cerrada, por m ² de superficie		Manual	Queimadores anulares 2500-3000 kcal/h	2900		895	895	1790
Tostador continuo	381 x 381 x 711 H	Auto.	2 cortes 360 cortes/h	3000	2500	1940	830	2770
VAPOR								
Cafetera 11 litros » 11 litros » 19 litros	381 φ x 844 H 384 x 584 oval x 533 H 457 φ x 948 H	Auto. Auto. Auto.	Negra Niquelada Niquelada			730 600 853	480 480 580	1210 1000 1433
» 11 litros » 11 litros » 19 litros	381 φ x 844 H 384 x 584 oval x 533 H 457 φ x 948 H	Manual Manual Manual	Negra Niquelada Niquelada			780 655 930	780 655 930	1560 1310 1860
Mesa caliente por m ² de superficie		Auto.				100	125	225
Calentaplatos, por m ² de superficie		Manual				110	280	390

* En el caso en que exista una campana bien proyectada, con extracción mecánica, multiplicar los valores anteriores por 0.50.

TABLA 52. GANANCIA DEBIDAS A LOS DIVERSOS APARATOS
sin campana de extracción*

APARATO	MANDO	DATOS DIVERSOS	POTENCIA NOMINAL MÁXIMA (kcal/h)	GANANCIAS A ADMITIR PARA USO MEDIO		
				Calor sensible (kcal/h)	Calor latente (kcal/h)	Calor total (kcal/h)
ELÉCTRICOS						
Secapelo con ventilador 15 a 115 V	Manual	Ventilador 165 W (bajo 915 W. fuerte 1580 W)	1203	300	100	600
Casco secapelo 6,5 a 115 V	Manual	Ventilador 80 W (bajo 300 W. fuerte 710 W)	600	470	85	555
Calentadores de permánente	Manual	60 calentadores de 25 W normalmente 38 en marcha	1200	310	40	250
Lavador y esterilizador a presión		200 x 200 x 300 mm		3020	3920	6940
Letrero de neón, por 30 cm de longitud		Diámetro exterior: 12 mm Diámetro exterior: 10 mm		0	15	0
Calentador de toallas		400 x 700 x 1020 mm 400 x 620 x 1020 mm		300	730	1030
Esterilizador de ropa	Auto. Auto.	400 x 620 mm 300 x 914 mm		3420 3070	2190 6020	6610 11920
Esterilizador paralelepípedo	Auto.	620 x 620 x 914 mm		6770	5290	14060
	Auto.	620 x 620 x 1220 mm		10200	6000	17200
	Auto.	620 x 914 x 1220 mm		14170	9070	23240
	Auto.	620 x 914 x 1524 mm		17270	11230	28500
	Auto.	914 x 1067 x 2144 mm		40700	24200	64900
	Auto.	1067 x 1219 x 2420 mm 1219 x 1302 x 2420 mm		46230 52920	30700 45400	81630 98320
Esterilizador agua	Auto. Auto.	40 litros 60 litros		1020 1540	4100 6200	5120 7740
Esterilizador, instrumentos	Auto.	152 x 203 x 422 mm		600	600	1200
	Auto.	220 x 254 x 500 mm		1200	990	2170
	Auto.	254 x 203 x 500 mm		2040	1490	3530
	Auto.	254 x 203 x 914 mm		2570	2370	4940
	Auto.	303 x 404 x 620 mm		2200	2120	4420
Esterilizador, utensilios	Auto. Auto.	404 x 404 x 620 mm 300 x 300 x 620 mm		2070 2100	3140 6420	7810 9520
Esterilizador, aire caliente	Auto. Auto.	Modelo 120 Amer. Sterilizer Co. Modelo 100 Amer. Sterilizer Co.		300 300	1000 530	1300 830
Alambique, agua		20 l/h		420	400	1110
Aparato de radiografía		Para médicos y dentistas		Ninguna	Ninguna	Ninguna
Aparato de radioscopia		Las ganancias pueden ser grandes Solicitar información del constructor				
A GAS						
Pequeño mechero Bunsen	Manual	Quegador 11 mm diám. con gas ciudad	420	340	60	300
Pequeño mechero Bunsen	Manual	Quegador 11 mm diám. con gas natural	720	420	110	530
Quegador de llama plana	Manual	Quegador 11 mm diám. con gas natural	600	300	120	420
Mechero Bunsen grande	Manual	Quegador 11 mm diám. con gas natural	1200	700	190	970
Encendedor de cigarras	Manual	Quegador 38 mm diám. con gas natural	1510	940	230	1070
Encendedor de cigarras	Manual	Funcionamiento continuo	620	220	25	255
Secapelo central 5 cascós	Auto.	Constituido por un calentador y un ventilador que impulsa el aire caliente hacia los cascós	6220	3760	1010	4790
10 cascós	Auto.			5710	1510	6820

* En el caso en que exista una campana de extracción...

TABLA 53. GANANCIAS DEBIDAS A LOS MOTORES ELÉCTRICOS
Funcionamiento continuo*

POTENCIA NOMINAL CV	RENDIMIENTO A PLENA CARGA %	POSICIÓN DEL APARATO CON RESPECTO AL LOCAL ACONDICIONADO O A LA CORRIENTE DE AIRE**		
		Motor en el interior Aparato impulsado en el interior $\frac{CV \times 432}{P}$	Motor en el exterior Aparato impulsado en el exterior CV x 432	Motor en el interior Aparato impulsado en el exterior $\frac{CV \times 432 (1-p)}{P}$
		Kcal/h		
1/20	48	86	30	47
1/12	49	105	50	55
1/8	55	145	80	65
1/6	60	180	105	70
1/4	64	250	160	90
1/3	66	320	215	110
1/2	70	450	320	135
3/4	72	640	480	187
1	79	800	630	178
1 1/2	80	1 200	950	237
2	80	1 600	1 260	320
3	81	2 350	1 990	450
5	82	3 900	3 140	700
7 1/2	85	5 500	4 800	850
10	85	7 500	6 400	1 125
15	86	11 100	9 500	1 575
20	87	14 500	12 750	1 875
25	88	18 100	15 900	2 200
30	89	21 300	19 100	2 350
40	89	28 700	25 500	3 250
50	89	35 700	31 800	4 000
60	89	43 000	38 400	4 750
75	90	53 000	47 800	5 250
100	90	71 000	63 800	7 250
125	90	87 500	79 500	9 000
150	91	105 000	95 400	9 500
200	91	140 000	127 500	12 500
250	91	175 000	159 000	14 000

* En el caso de un funcionamiento no continuo, aplicar un coeficiente de simultaneidad, determinado a ser posible mediante ensayos.

** Para un ventilador o una bomba que impulse al fluido hacia el exterior, utilizar los valores de la última columna.



**FACULTAD DE INGENIERIA U.N.A.M.
DIVISION DE EDUCACION CONTINUA**

CURSOS ABIERTOS

PROYECTO DE AIRE ACONDICIONADO

CALCULO DE CARGAS VARIABLES EN VERANO

*JUNIO
1992*

CALCULO DE CARGAS VARIABLES EN VERANO.

En la época de verano, la carga térmica se debe fundamentalmente a la energía que entra del exterior del local, aunque también influye la generada dentro del local por personas, equipos, iluminación, etc.

Respecto a las cargas térmicas generadas en el interior, se calculan según se analizó anteriormente en la sección de cargas térmicas en invierno (personas, equipo, iluminación, etc.)

En referencia a las cargas térmicas generadas por las condiciones exteriores para el caso de verano, vale la pena hacer varias aclaraciones:

- 1.- Parte de la carga térmica exterior se dá debido a la transmisión por muros, pisos, techos, ventanas, puertas, etc., y la cual es provocada por la diferencia de temperaturas entre el exterior y el interior.
- 2.- Otra parte de la carga térmica exterior se produce debido a la "Radiación Solar" que llega a los mismos elementos antes mencionados (muros, ventanas, etc.)

A continuación se analiza la forma de calcular las cargas térmicas correspondientes a las diferentes barreras exteriores, para lo cual dividiremos el problema en dos secciones:

- a) VENTANAS
- b) MUROS Y TECHOS

GANANCIA SOLAR A TRAVES DE VENTANAS:

La cantidad de energía que puede entrar a un local por una ventana depende de varias variables:

- 1.- Latitud del lugar en estudio.
- 2.- Orientación de la ventana.
- 3.- Mes y hora de estudio.
- 4.- Nubosidad del cielo.
- 5.- Tipo de cristal empleado.
- 6.- Elementos de sombra existentes.
- 7.- Diferencia de temperaturas entre el exterior y el interior.

En las páginas siguientes se dan varios tipos de tablas que nos permitirán calcular numéricamente la cantidad de energía que por radiación entra a un local a través de sus ventanas.

Las primeras seis tablas sirven para calcular la cantidad de energía solar que puede entrar por una ventana, dependiendo de la Latitud del lugar, del mes, de la hora y de la orientación de la ventana.

El cálculo de esta ganancia de energía se logra mediante la aplicación de la siguiente fórmula:

$$Q=A \times (FGS) \times F$$

donde:

Q= Energía que entra al local (kcal/hr)

A= Area de la ventana en estudio (m²)

(FGS)= Factor de ganancia solar (kcal/hr. m²) (de tablas)

F = Factor de forma

TABLA 15. APORTACIONES SOLARES A TRAVÉS DE VIDRIO SENCILLO
kcal/h × (m² de abertura)

3

0°

0°

0° LATITUD NORTE		HORA SOLAR																0° LATITUD SUR	
Época	Orientación	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	Orientación	Época			
21 Junio	N	0	122	176	200	211	217	222	217	211	200	176	122	0	S	22 Diciembre			
	NE	0	322	423	417	360	267	143	54	38	35	29	16	0	SE				
	E	0	314	398	366	252	116	38	38	38	35	29	16	0	E				
	SE	0	100	113	73	40	38	38	38	38	35	29	16	0	NE				
	S	0	16	29	35	38	38	38	38	38	35	29	16	0	N				
SO	0	16	29	35	38	38	38	38	40	73	113	100	0	NO					
O	0	16	29	35	38	38	38	116	252	356	398	314	0	O					
NO	0	16	29	35	38	54	143	267	360	417	483	322	0	SO					
Horizontal	0	75	235	398	518	588	612	588	518	398	235	75	0	Horizontal					
22 Julio y 21 Mayo	N	0	100	146	165	176	179	181	179	176	165	146	100	0	S	21 Enero y 21 Noviembre			
	NE	0	320	414	406	336	233	116	43	38	35	29	16	0	SE				
	E	0	328	410	377	260	116	38	38	38	35	29	16	0	E				
	SE	0	124	141	97	48	38	38	38	38	35	29	16	0	NE				
	S	0	16	29	35	38	38	38	38	38	35	29	16	0	N				
SO	0	16	29	35	38	38	38	38	48	97	141	124	0	NO					
O	0	16	29	35	38	38	38	116	260	377	412	328	0	O					
NO	0	16	29	35	38	44	116	233	336	406	414	320	0	SO					
Horizontal	0	78	246	409	528	605	631	604	528	409	263	84	0	Horizontal					
24 Agosto y 20 Abril	N	0	46	75	84	89	92	92	89	84	75	46	0	S	20 Febrero y 23 Octubre				
	NE	0	298	382	360	276	165	65	38	38	35	32	16	0		SE			
	E	0	349	442	401	279	125	38	38	38	35	32	16	0		E			
	SE	0	181	214	176	94	41	38	38	38	35	32	16	0		NE			
	S	0	16	32	35	38	38	38	38	38	35	32	16	0		N			
SO	0	16	32	35	38	38	38	40	94	176	214	181	0	NO					
O	0	16	32	35	38	38	38	124	279	401	442	349	0	O					
NO	0	16	32	35	38	38	65	165	276	360	382	298	0	SO					
Horizontal	0	84	263	406	558	634	664	634	558	406	263	84	0	Horizontal					
22 Septiembre y 22 Marzo	N	0	16	32	35	38	38	38	38	38	35	32	16	0	S	22 Marzo y 22 Septiembre			
	NE	0	257	320	273	184	84	38	38	38	35	32	16	0	SE				
	E	0	363	452	409	290	127	38	38	38	35	32	16	0	E				
	SE	0	257	320	273	184	84	38	38	38	35	32	16	0	NE				
	S	0	16	32	35	38	38	38	38	38	35	32	16	0	N				
SO	0	16	32	35	38	38	38	84	184	273	320	257	0	NO					
O	0	16	32	35	38	38	38	127	290	409	452	363	0	O					
NO	0	16	32	35	38	38	38	84	184	273	320	257	0	SO					
Horizontal	0	86	263	442	569	650	678	650	569	442	271	86	0	Horizontal					
23 Octubre y 20 Febrero	N	0	16	32	35	38	38	38	38	38	35	32	16	0	S	20 Abril y 24 Agosto			
	NE	0	181	214	176	94	40	38	38	38	35	32	16	0	SE				
	E	0	349	442	401	279	124	38	38	38	35	32	16	0	E				
	SE	0	298	382	360	276	165	65	38	38	35	32	16	0	NE				
	S	0	46	75	84	89	92	92	89	84	75	46	0	N					
SO	0	16	32	35	38	38	65	165	276	360	382	298	0	NO					
O	0	16	32	35	38	38	38	124	279	401	442	349	0	O					
NO	0	16	32	35	38	38	38	40	94	176	214	181	0	SO					
Horizontal	0	84	263	406	558	634	664	634	558	406	263	84	0	Horizontal					
21 Noviembre y 21 Enero	N	0	16	29	35	38	38	38	38	38	35	29	16	0	S	21 Mayo y 23 Julio			
	NE	0	124	141	97	48	38	38	38	38	35	29	16	0	SE				
	E	0	328	412	377	260	116	38	38	38	35	29	16	0	E				
	SE	0	320	414	406	336	233	116	43	38	35	29	16	0	NE				
	S	0	100	146	165	176	179	181	179	176	165	146	100	0	N				
SO	0	16	29	35	38	43	116	233	336	406	414	320	0	NO					
O	0	16	29	35	38	38	38	116	260	377	412	328	0	O					
NO	0	16	29	35	38	38	38	48	97	141	124	0	SO						
Horizontal	0	78	246	409	528	604	631	604	528	409	246	78	0	Horizontal					
22 Diciembre	N	0	16	29	35	38	38	38	38	38	35	29	16	0	S	21 Junio			
	NE	0	100	113	73	40	38	38	38	38	35	29	16	0	SE				
	E	0	314	398	366	252	116	38	38	38	35	29	16	0	E				
	SE	0	322	423	417	360	257	143	54	38	35	29	16	0	NE				
	S	0	122	176	200	211	217	222	217	211	200	176	122	0	N				
SO	0	16	29	35	38	54	143	257	360	417	423	322	0	NO					
O	0	16	29	35	38	38	38	116	252	366	398	314	0	O					
NO	0	16	29	35	38	38	38	40	73	113	100	0	SO						
Horizontal	0	75	235	398	518	588	612	588	518	398	235	75	0	Horizontal					

Correcciones

Marco metálico o ningún marco = 1/0,85 ó 1,17

Defecto de limpieza 15 % máx.

Altitud + 0,7 % por 300 m

Punto de rocío superior a 19,5° C - 14 % por 10° C

Punto de rocío superior a 19,5° C + 14 % por 10° C

Latitud sur Dic. o Enero + 7 %

Valores subrayados-máximos mensuales

Valores encuadrados-máximos anuales

TABLA 15. APORTACIONES SOLARES A TRAVÉS DE VIDRIO SENCILLO (Cont.)
kcal h x (m² de abertura)

4

10°

10°

0° LATITUD NORTE		HORA SOLAR														0° LATITUD SUR	
Época	Orientación	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	Orientación	Época	
21 Junio	N	51	119	135	122	119	116	111	116	119	122	135	119	5	22 Diciembre	S	
	NE	149	355	414	379	287	176	75	38	38	35	29	21	5		SE	
	E	146	363	420	377	265	111	38	38	38	35	29	21	5		E	
	SE	48	132	149	116	67	38	38	38	38	35	29	21	5		NE	
S	5	21	29	35	38	38	38	38	38	35	29	21	5	N			
SO	5	21	21	35	38	38	38	38	67	116	149	132	48	NO			
O	5	21	21	35	38	38	38	111	265	377	420	363	146	O			
Horizontal	10	119	290	450	556	631	659	631	556	450	290	119	10	SO Horizontal			
22 Julio y 21 Mayo	N	13	92	105	94	89	84	81	84	89	94	105	92	13	21 Enero y 21 Noviembre	S	
	NE	113	344	401	360	295	151	59	38	38	35	29	19	2		SE	
	E	135	366	428	385	265	116	38	38	38	35	29	19	2		E	
	SE	70	154	179	151	86	38	38	38	38	35	29	19	2		NE	
S	2	19	29	35	38	38	38	38	38	35	29	19	2	N			
SO	2	19	29	35	38	38	38	38	86	151	179	154	70	NO			
O	2	19	29	35	38	38	38	116	265	385	428	364	135	O			
Horizontal	8	113	290	450	569	640	669	640	569	450	290	113	8	SO Horizontal			
24 Agosto y 20 Abril	N	2	40	42	40	40	38	38	38	40	40	42	40	2	20 Febrero y 23 Octubre	S	
	NE	46	306	352	301	217	92	38	38	38	35	29	19	2		SE	
	E	67	374	442	404	282	124	38	38	38	35	29	19	2		E	
	SE	48	214	254	230	162	73	38	38	38	35	29	19	2		NE	
S	2	19	29	35	38	38	38	38	38	35	29	19	2	N			
SO	2	19	29	35	38	38	38	73	162	230	254	214	48	NO			
O	2	19	29	35	38	38	38	124	282	404	442	374	67	O			
Horizontal	5	103	284	452	577	656	678	656	577	452	284	103	5	SO Horizontal			
22 Septiembre y 22 Marzo	N	2	16	29	35	38	38	38	38	35	29	16	2	22 Marzo y 22 Septiembre	S		
	NE	2	241	279	217	122	46	38	38	38	35	29	16		2	SE	
	E	2	352	444	409	287	127	38	38	38	35	29	16		2	E	
	SE	2	263	344	330	254	151	57	38	38	35	29	16		2	NE	
S	2	16	29	35	38	38	38	75	73	65	51	35	16	2	N		
SO	2	16	29	35	38	38	38	151	254	330	344	263	2	NO			
O	2	16	29	35	38	38	38	127	287	409	444	352	2	O			
Horizontal	2	84	263	433	561	637	669	637	561	433	263	84	2	SO Horizontal			
23 Octubre y 20 Febrero	N	0	13	27	35	38	38	38	38	35	27	13	0	20 Abril y 24 Agosto	S		
	NE	0	157	179	119	75	38	38	38	38	35	27	13		0	SE	
	E	0	320	420	393	271	108	38	38	38	35	27	13		0	E	
	SE	0	279	398	404	333	219	124	48	38	35	27	13		0	NE	
S	0	48	108	149	176	192	198	192	176	149	108	48	0	N			
SO	0	13	27	35	38	38	38	124	219	333	404	398	279	0	NO		
O	0	13	27	35	38	38	38	108	271	393	420	320	0	O			
Horizontal	0	59	230	377	523	596	623	596	523	377	230	59	0	SO Horizontal			
21 Noviembre y 21 Enero	N	0	10	24	32	35	38	38	38	35	32	24	10	0	21 Mayo y 23 Julio	S	
	NE	0	73	100	46	35	38	38	38	35	32	24	10	0		SE	
	E	0	268	387	358	252	105	38	38	38	35	32	24	10		0	E
	SE	0	268	414	436	396	295	189	84	46	32	24	10	0		NE	
S	0	94	176	246	260	282	287	282	260	246	176	94	0	N			
SO	0	10	24	32	46	84	189	295	396	436	414	268	0	NO			
O	0	10	24	32	35	38	38	105	252	358	387	268	0	O			
Horizontal	0	46	168	355	474	547	569	547	474	355	168	46	0	SO Horizontal			
21 Diciembre	N	0	10	24	32	35	38	38	38	35	32	24	10	0	21 junio	S	
	NE	0	40	75	46	35	38	38	38	35	32	24	10	0		SE	
	E	0	233	371	352	246	113	38	38	38	35	32	24	10		0	E
	SE	0	268	417	442	404	328	214	97	62	32	24	10	0		NE	
S	0	135	200	254	295	314	325	314	295	254	200	135	0	N			
SO	0	10	24	32	62	97	214	328	404	442	417	268	0	NO			
O	0	10	24	32	35	38	38	113	246	352	371	233	0	O			
Horizontal	0	38	179	325	452	523	547	523	452	325	179	38	0	SO Horizontal			

Correcciones	Marco metálico o ningún marco x 1/0,85 ó 1,17	Defecto de limpieza 15 % máx.	Altitud + 0,7 % por 300 m	Punto de rocío superior a 19,5 °C - 14 % por 10° C	Punto de rocío superior a 19,5° C + 14 % por 10° C	Latitud sur Dic. o enero + 7 %
--------------	---	-------------------------------	---------------------------	--	--	--------------------------------

Valores subrayados-máximos mensuales

Valores encuadrados-máximos anuales

TABLA 15. APORTACIONES SOLARES A TRAVÉS DE VIDRIO SENCILLO (Cont.)

kcal/h × (m² de abertura)

20°

20°

0° LATITUD NORTE		HORA SOLAR														0° LATITUD SUR	
Época	Orientación	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	Orientación	Época	
21 Junio	N	76	111	90	68	51	46	40	46	51	67	90	111	75	S	22 Diciembre	
	NE	219	<u>417</u>	390	330	225	103	40	38	38	38	32	24	8	SE		
	E	219	401	434	387	260	111	38	38	38	38	32	24	8	E		
	SE	75	168	<u>198</u>	179	119	57	38	38	38	38	32	24	8	NE		
	S	8	24	32	38	38	38	38	38	38	38	32	24	8	N		
SO	8	24	32	38	38	38	38	38	57	119	179	198	168	75	NO		
O	8	24	32	38	38	38	38	38	111	260	387	434	401	220	O		
NO	8	24	32	38	38	38	40	103	225	330	390	417	220	SO			
Horizontal	30	162	328	477	585	629	678	629	585	477	328	162	30	Horizontal			
22 Julio y 21 Mayo	N	54	<u>75</u>	62	46	40	38	38	38	40	46	62	75	54	S	21 Enero y 21 Noviembre	
	NE	192	358	<u>374</u>	301	198	84	38	38	38	35	32	21	8	SE		
	E	203	401	442	393	268	124	38	38	38	35	32	21	8	E		
	SE	84	189	<u>210</u>	214	154	78	38	38	38	38	35	32	21	8		NE
	S	8	21	32	35	38	38	38	38	38	38	35	32	21	8		N
SO	8	21	32	35	38	38	38	78	154	214	230	189	84	NO			
O	8	21	32	35	38	38	38	124	268	393	442	401	203	O			
NO	8	21	32	35	38	38	38	84	198	301	<u>374</u>	358	192	SO			
Horizontal	8	149	320	474	585	650	680	650	585	474	320	149	8	Horizontal			
24 Agosto y 20 Abril	N	16	27	29	35	38	38	38	38	38	35	29	16	0	S	20 Febrero y 23 Octubre	
	NE	122	301	<u>320</u>	241	135	48	38	38	38	35	29	19	5	SE		
	E	143	385	447	404	287	138	38	38	38	35	29	19	5	E		
	SE	78	241	<u>306</u>	292	265	149	54	38	38	35	29	19	5	NE		
	S	5	19	29	38	54	65	70	65	54	38	29	19	5	N		
SO	5	19	29	35	38	38	54	149	265	292	306	241	78	NO			
O	5	19	29	35	38	38	38	138	268	404	447	385	143	O			
NO	5	19	29	35	38	38	38	48	135	241	<u>320</u>	301	122	SO			
Horizontal	13	130	290	452	569	637	669	637	569	452	290	130	13	Horizontal			
22 Septiembre y 22 Marzo	N	0	16	29	35	38	38	38	38	38	35	29	16	0	S	22 Marzo y 22 Septiembre	
	NE	0	225	<u>235</u>	160	59	38	38	38	38	35	29	16	0	SE		
	E	0	352	442	404	282	122	38	38	38	35	29	16	0	E		
	SE	0	268	<u>368</u>	<u>379</u>	325	227	111	40	38	35	29	16	0	NE		
	S	0	21	59	<u>103</u>	141	170	176	172	141	103	59	21	0	N		
SO	0	16	29	35	38	40	111	227	325	379	368	268	0	NO			
O	0	16	29	35	38	38	38	122	282	404	442	352	0	O			
NO	0	16	29	35	38	38	38	38	59	160	<u>235</u>	225	0	SO			
Horizontal	0	81	252	414	537	610	631	610	537	414	252	81	0	Horizontal			
23 Octubre y 20 Febrero	N	0	10	24	32	35	38	38	38	35	32	24	10	0	S	20 Abril y 24 Agosto	
	NE	0	119	141	78	35	38	38	38	35	32	24	10	0	SE		
	E	0	268	<u>398</u>	382	271	132	38	38	38	35	32	24	10	0		E
	SE	0	246	396	<u>433</u>	404	322	200	73	35	32	24	10	0	NE		
	S	0	57	135	<u>206</u>	252	287	<u>301</u>	287	252	206	135	57	0	N		
SO	0	10	24	32	35	38	38	200	322	404	433	396	246	0	NO		
O	0	10	24	32	35	38	38	132	271	382	<u>398</u>	268	0	O			
NO	0	10	24	32	35	38	38	38	35	32	24	10	0	SO			
Horizontal	0	48	184	344	463	531	564	531	463	344	184	48	0	Horizontal			
21 Noviembre y 21 Enero	N	0	8	21	29	35	35	<u>35</u>	35	35	29	21	8	0	S	21 Mayo y 23 Julio	
	NE	0	65	<u>70</u>	38	35	35	35	35	35	29	21	8	0	SE		
	E	0	192	<u>347</u>	344	246	116	35	35	35	29	21	8	0	E		
	SE	0	198	390	<u>444</u>	428	366	246	124	43	29	21	8	0	NE		
	S	0	75	187	271	333	368	<u>382</u>	368	333	271	187	75	0	N		
SO	0	8	21	29	43	124	246	366	428	444	390	198	0	NO			
O	0	8	21	29	32	35	35	116	246	344	<u>347</u>	192	0	O			
NO	0	8	21	29	32	35	35	35	35	38	<u>70</u>	65	0	SO			
Horizontal	0	13	130	273	396	466	488	466	396	273	130	13	0	Horizontal			
22 Diciembre	N	0	5	19	29	32	35	<u>35</u>	35	32	29	19	5	0	S	21 Junio	
	NE	0	38	<u>48</u>	32	32	35	35	35	32	29	19	5	0	SE		
	E	0	151	<u>320</u>	328	230	92	35	35	32	29	19	5	0	E		
	SE	0	160	<u>377</u>	<u>452</u>	431	363	263	162	54	29	19	5	0	NE		
	S	0	67	200	<u>301</u>	358	396	<u>404</u>	396	358	301	200	67	0	N		
SO	0	5	19	29	54	162	<u>263</u>	363	431	<u>452</u>	377	160	0	NO			
O	0	5	19	29	32	35	35	92	230	<u>377</u>	320	151	0	O			
NO	0	5	19	29	32	35	35	35	35	32	<u>48</u>	38	0	SO			
Horizontal	0	10	97	249	366	436	461	436	366	249	97	10	0	Horizontal			
Correcciones	Marco metálico o ningún marco × 1/0.85 ó 1.17	Defecto de limpieza 15 % máx.			Altitud + 0,7 % por 300 m			Punto de rocío superior a 19,5 °C - 14 % por 10° C			Punto de rocío superior a 19,5 °C + 14 % por 10° C			Latitud sur Dic. o enero + 7 %			

Valores subrayados-máximos mensuales

Valores encuadrados-máximos anuales

TABLA 15. APORTACIONES SOLARES A TRAVÉS DE VIDRIO SENCILLO (Cont).
kcal/h × (m² de abertura)

30°

30°

0° LATITUD NORTE		HORA SOLAR														0° LATITUD SUR	
Época	Orientación	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	Orientación	Época	
21 Junio	N	89	78	48	38	38	38	38	38	38	48	78	89	S	22 Diciembre		
	NE	284	377	352	263	149	51	38	38	38	38	32	27	13		SE	
	E	292	423	436	387	265	119	38	38	38	38	32	27	13		E	
	SE	113	203	244	244	198	119	46	38	38	38	32	27	13		NE	
22 Julio y 21 Mayo	S	13	27	32	38	40	51	37	51	40	38	32	27	13	N	21 Enero y 21 Noviembre	
	SO	13	27	32	38	38	38	46	119	198	244	244	203	113	NO		
	O	13	27	32	38	38	38	38	119	265	387	436	423	292	SO		
	Horizontal	51	165	355	488	588	650	678	650	588	488	355	165	51	Horizontal		
24 Agosto y 20 Abril	N	59	54	28	35	35	38	38	38	38	35	38	54	59	S	20 Febrero y 23 Octubre	
	NE	252	355	333	241	124	43	38	38	38	35	32	24	10	SE		
	E	270	420	444	393	268	119	38	38	38	35	32	24	10	E		
	SE	113	222	271	271	225	143	59	38	38	35	32	24	10	NE		
22 Septiembre y 22 Marzo	S	10	24	32	35	38	38	81	73	54	38	32	24	10	N	22 Marzo y 22 Septiembre	
	SO	10	24	32	35	38	38	143	225	271	271	222	113	NO			
	O	10	24	32	35	38	38	119	268	393	444	420	271	SO			
	Horizontal	40	179	333	477	580	640	667	640	580	477	333	179	40	Horizontal		
24 Agosto y 20 Abril	N	16	21	29	35	35	38	38	38	35	35	29	21	16	S	20 Febrero y 23 Octubre	
	NE	149	292	271	179	73	38	38	38	35	35	29	21	5	SE		
	E	179	398	447	401	276	124	38	38	35	35	29	21	5	E		
	SE	100	265	344	349	303	222	105	40	35	35	29	21	5	NE		
22 Septiembre y 22 Marzo	S	5	21	29	35	35	38	38	124	276	401	447	398	179	N	22 Marzo y 22 Septiembre	
	SO	5	21	29	35	35	40	105	222	303	349	344	265	100	NO		
	O	5	21	29	35	35	38	38	38	401	447	398	179	SO			
	Horizontal	16	127	290	436	542	610	637	610	542	436	290	127	16	Horizontal		
23 Octubre y 20 Febrero	N	0	13	27	32	35	38	38	38	35	32	27	13	0	S	20 Abril y 24 Agosto	
	NE	0	200	244	108	40	38	38	38	35	32	27	13	0	SE		
	E	0	336	428	390	279	130	38	38	35	32	27	13	0	E		
	SE	0	265	355	412	382	306	181	67	35	32	27	13	0	NE		
21 Noviembre y 21 Enero	S	0	24	48	162	272	265	284	265	222	162	48	24	0	N	21 Mayo y 23 Julio	
	SO	0	13	27	32	35	38	38	130	382	412	355	265	0	NO		
	O	0	13	27	32	35	38	38	116	254	358	366	214	0	O		
	Horizontal	0	16	132	271	387	463	485	463	387	271	132	16	0	Horizontal		
22 Diciembre	N	0	2	16	24	29	32	32	32	29	24	16	2	0	S	21 Junio	
	NE	0	21	43	24	29	32	32	32	29	24	16	2	0	SE		
	E	0	73	295	314	225	94	32	32	29	24	16	2	0	E		
	SE	0	75	344	436	439	387	282	173	62	24	16	2	0	NE		
22 Septiembre y 22 Marzo	S	0	27	184	295	371	417	431	417	371	295	184	27	0	N	22 Septiembre y 22 Marzo	
	SO	0	2	16	24	29	32	32	32	29	24	16	2	0	NO		
	O	0	2	16	24	29	32	32	94	225	314	295	73	0	O		
	Horizontal	0	5	73	192	295	368	393	368	295	192	73	5	0	Horizontal		
22 Septiembre y 22 Marzo	N	0	0	10	24	29	32	32	32	29	24	10	0	0	S	21 Junio	
	NE	0	0	27	24	29	32	32	32	29	24	10	0	0	SE		
	E	0	0	249	284	217	86	32	32	29	24	10	0	0	E		
	SE	0	0	309	425	439	387	292	195	75	24	10	0	0	NE		
22 Septiembre y 22 Marzo	S	0	0	173	306	385	431	442	431	385	306	173	0	0	N	22 Septiembre y 22 Marzo	
	SO	0	0	10	24	29	32	32	32	29	24	10	0	0	NO		
	O	0	0	10	24	29	32	32	86	217	284	249	0	0	O		
	Horizontal	0	0	10	24	29	32	32	29	24	10	0	0	0	Horizontal		

Correcciones	Marco metálico o ningún marco × 1/0,85 ó 1,17	Defecto de limpieza 15 % máx.	Altitud + 0,7 % por 300 m	Punto de rocío superior a 19,5° C - 14 % por 10° C	Punto de rocío superior a 19,5° C + 14 % por 10° C	Latitud sur Dic. o Enero + 7 %
--------------	---	-------------------------------	---------------------------	--	--	--------------------------------

Valores subrayados-máximos mensuales

Valores en cuadrado-máximos anuales

TABLA 15. APORTACIONES SOLARES A TRAVÉS DE VIDRIO SENCILLO (Cont.)

kcal/h × (m² de abertura)

40°

40°

0° LATITUD NORTE		HORA SOLAR																0° LATITUD SUR	
Época	Orientación	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	Orientación	Época			
21 Junio	N	87	54	32	35	38	38	38	38	38	35	32	54	86	22 Diciembre	S			
	NE	320	360	303	198	81	38	38	36	38	35	32	27	16		SE			
	E	341	436	439	385	257	119	38	38	38	35	32	27	16		E			
	SE	138	238	295	301	268	192	92	38	38	35	32	27	16		NE			
	S	16	27	32	31	94	119	146	119	94	51	32	27	16		N			
	SO	16	27	32	35	38	38	92	192	258	301	295	238	138		NO			
22 Julio y 21 Mayo	O	16	27	32	35	38	38	38	119	257	385	439	436	341	21 Enero y 21 Noviembre	O			
	NO	16	27	32	35	38	38	38	81	198	303	360	320	SO					
	Horizontal	84	222	363	485	569	629	642	629	569	485	363	222	84		Horizontal			
	N	65	38	32	35	38	38	38	38	38	35	32	38	65		S			
	NE	287	344	284	179	70	38	38	38	38	35	32	27	13		SE			
	E	320	436	444	390	265	116	38	38	38	35	32	27	13		E			
24 Agosto y 20 Abril	SE	146	260	322	379	298	222	113	40	38	35	32	27	13	20 Febrero y 23 Octubre	NE			
	S	13	27	32	35	38	38	187	170	119	70	35	27	13		N			
	SO	13	27	32	35	38	40	113	222	298	339	322	260	146		NO			
	O	13	27	32	35	38	38	38	116	265	390	444	436	320		O			
	NO	13	27	32	35	38	38	38	70	179	284	344	287	SO					
	Horizontal	65	198	341	463	550	610	631	610	550	463	341	198	65		Horizontal			
22 Septiembre y 22 Marzo	N	19	21	29	35	38	38	38	38	35	29	21	19	22 Marzo y 22 Septiembre	S				
	NE	184	276	222	124	43	38	38	38	35	29	21	8		SE				
	E	227	398	439	393	273	122	38	38	38	35	29	21		8	E			
	SE	130	284	374	396	377	290	179	67	38	35	29	21		8	NE			
	S	8	21	29	35	38	38	276	263	241	138	65	21		8	N			
	SO	8	21	29	35	38	67	179	290	377	396	374	284		130	NO			
23 Octubre y 20 Febrero	O	8	21	29	35	38	38	122	273	393	439	398	227	20 Abril y 24 Agosto	O				
	NO	8	21	29	35	38	38	38	43	124	222	276	184		SO				
	Horizontal	24	127	271	406	501	556	580	556	501	406	271	127		24	Horizontal			
	N	0	13	24	32	35	35	38	35	35	32	24	13		0	S			
	NE	0	138	157	70	35	35	38	35	35	32	24	13		0	SE			
	E	0	314	404	377	268	122	38	35	35	32	24	13		0	E			
21 Noviembre y 21 Enero	SE	0	257	390	439	425	360	244	111	38	32	24	13	0	21 Mayo y 23 Julio	NE			
	S	0	32	119	219	298	330	379	330	298	219	119	32	0		N			
	SO	0	13	24	32	38	111	244	360	425	439	390	257	0		NO			
	O	0	13	24	32	35	35	38	122	268	377	404	314	0		O			
	NO	0	13	24	32	35	35	38	35	35	32	24	13	0		SO			
	Horizontal	0	57	181	336	414	477	496	477	414	336	181	57	0		Horizontal			
22 Diciembre	N	0	5	16	27	29	32	32	32	29	27	16	5	0	21 Junio	S			
	NE	0	94	89	32	29	32	32	32	29	27	16	5	0		SE			
	E	0	230	317	330	238	105	32	32	29	27	16	5	0		E			
	SE	0	219	358	336	442	390	290	170	54	27	16	5	0		NE			
	S	0	57	160	282	371	417	439	417	371	282	160	57	0		N			
	SO	0	5	16	27	54	170	290	390	442	336	358	219	0		NO			
Correcciones	Marco metálico o ningún marco, × 1/0.85 ó 1.17	Defecto de limpieza 15 % máx.				Altitud + 0.7 % por 300 m				Punto de rocío superior a 19.5° C - 14 % por 10° C				Punto de rocío superior a 19.5° C + 14 % por 10° C		Latitud sur Dic. o Enero + 7 %			

Valores subrayados-máximos mensuales

Valores encuadrados-máximos anuales

TABLA 15. APORTACIONES SOLARES A TRAVÉS DE VIDRIO SENCILLO (Cont.)
kcal/h × (m² de abertura)

50°

50°

0° LATITUD NORTE		HORA SOLAR														0° LATITUD SUR	
Época	Orientación	4	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	Orientación	Época	
21 Junio	N	78	32	32	35	38	38	38	38	38	35	32	32	78	22 Diciembre	S	
	NE	341	339	254	135	43	38	38	38	38	35	32	27	21		SE	
	E	377	444	439	368	254	111	38	38	38	35	32	27	21		E	
	SE	173	276	341	366	336	265	165	62	38	35	32	27	21		NE	
S	21	27	43	105	184	235	252	235	184	105	43	27	21	N			
SO	21	27	32	35	38	62	165	265	336	366	341	276	173	NO			
O	21	27	32	35	38	38	38	111	254	368	439	444	377	O			
NO	21	27	32	35	38	38	38	38	43	135	254	339	341	SO			
Horizontal	119	233	360	469	534	580	596	580	534	469	360	233	119	Horizontal			
22 Julio y 21 Mayo	N	57	29	32	35	38	38	38	38	38	35	32	29	57	21 Enero y 21 Noviembre	S	
	NE	309	317	235	119	40	38	38	38	38	35	32	27	16		SE	
	E	355	436	442	382	260	116	38	38	38	35	32	27	16		E	
	SE	176	290	363	387	368	295	189	70	38	35	32	27	16		NE	
S	16	27	57	135	217	265	287	265	217	135	57	27	16	N			
SO	16	27	32	35	38	70	189	295	368	387	363	290	176	NO			
O	16	27	32	35	38	38	38	116	260	382	442	436	355	O			
NO	16	27	32	35	38	38	38	38	40	119	235	317	309	SO			
Horizontal	89	203	322	431	509	556	572	556	509	431	322	203	89	Horizontal			
24 Agosto y 20 Abril	N	21	21	27	32	35	38	38	38	35	32	27	21	21	20 Febrero y 23 Octubre	S	
	NE	206	254	189	84	35	38	38	38	35	32	27	21	10		SE	
	E	254	393	428	382	265	122	38	38	35	32	27	21	10		E	
	SE	143	301	390	425	414	358	241	108	35	32	27	21	10		NE	
S	10	24	97	198	284	352	374	352	284	198	97	24	10	N			
SO	10	21	27	32	35	108	241	358	414	425	390	301	143	NO			
O	10	21	27	32	35	38	38	122	265	382	428	393	254	O			
NO	10	21	27	32	35	38	38	38	35	84	189	254	206	SO			
Horizontal	35	124	241	355	433	485	501	485	433	355	241	124	35	Horizontal			
22 Septiembre y 22 Marzo	N	0	10	21	27	32	32	32	32	32	27	21	10	0	22 Marzo y 22 Septiembre	S	
	NE	0	157	124	43	32	32	32	32	32	27	21	10	0		SE	
	E	0	276	374	352	252	116	32	32	32	27	21	10	0		E	
	SE	0	233	377	439	442	393	284	151	46	27	21	10	0		NE	
S	0	29	138	252	355	406	428	406	355	252	138	29	0	N			
SO	0	10	21	27	46	151	284	393	442	439	377	233	0	NO			
O	0	10	21	27	32	32	32	116	252	352	374	276	0	O			
NO	0	10	21	27	32	32	32	32	43	124	157	10	0	SO			
Horizontal	0	40	132	238	320	379	401	379	320	238	132	40	0	Horizontal			
23 Octubre y 20 Febrero	N	0	0	10	19	24	27	29	27	24	19	10	0	0	20 Abril y 24 Agosto	S	
	NE	0	78	54	19	24	27	29	27	24	19	10	0	0		SE	
	E	0	198	268	284	214	94	29	27	24	19	10	0	0		E	
	SE	0	187	301	393	425	390	311	187	65	19	10	0	0		NE	
S	0	46	143	268	371	425	452	425	371	268	143	46	0	N			
SO	0	0	10	19	65	187	311	390	425	393	301	187	0	NO			
O	0	0	10	19	24	27	29	94	214	284	268	198	0	O			
NO	0	0	10	19	24	27	29	27	24	19	54	78	0	SO			
Horizontal	0	5	51	122	195	233	254	233	195	122	51	5	0	Horizontal			
21 Noviembre y 21 Enero	N	0	0	2	10	16	21	24	21	16	10	2	0	0	21 Mayo y 23 Julio	S	
	NE	0	0	13	10	16	21	24	21	16	10	2	0	0		SE	
	E	0	0	138	173	154	75	24	21	16	10	2	0	0		E	
	SE	0	0	168	257	344	344	290	181	57	10	2	0	0		NE	
S	0	0	92	189	314	387	414	387	314	189	92	0	0	N			
SO	0	0	2	10	57	181	290	344	344	257	168	0	0	NO			
O	0	0	2	10	16	21	24	75	154	173	138	0	0	O			
NO	0	0	2	10	16	21	24	21	16	10	13	0	0	SO			
Horizontal	0	0	10	35	81	127	143	127	81	35	10	0	0	Horizontal			
22 Diciembre	N	0	0	0	8	13	16	19	16	13	8	0	0	0	21 Junio	S	
	NE	0	0	0	8	13	16	19	16	13	8	0	0	0		SE	
	E	0	0	0	73	127	62	19	16	13	8	0	0	0		E	
	SE	0	0	0	111	290	314	271	168	67	8	0	0	0		NE	
S	0	0	0	84	268	355	382	355	268	84	0	0	0	N			
SO	0	0	0	8	67	168	271	314	290	111	0	0	0	NO			
O	0	0	0	8	13	16	19	62	127	73	0	0	0	O			
NO	0	0	0	8	13	16	19	16	13	8	0	0	0	SO			
Horizontal	0	0	0	13	51	89	108	89	51	13	0	0	0	Horizontal			

Correcciones

Marco metálico o ningún marco × 1/0.85 ó 1.17.

Defecto de limpieza 15 % máx.

Altitud + 0.7 % por 300 m

Punto de rocío superior a 19.5 °C - 14 % por 10° C

Punto de rocío superior a 19.5° C + 14 % por 10° C

Latitud sur Dic. o enero + 7 %

Valores subrayados-máximos mensuales

Valores encuadrados-máximos anuales

TABLA 16. FACTORES TOTALES DE GANANCIA SOLAR A TRAVÉS DEL VIDRIO
(coeficientes globales de insolación con o sin dispositivo de sombra o pantalla)*

Aplicar estos coeficientes a los valores de las tablas 6 y 15
Velocidad del viento 8 km/h. Ángulo de incidencia 30°. Con máxima sombra de persiana

TIPO DE VIDRIO	SIN PERSIANA O PANTALLA	PERSIANAS VENECIANAS INTERIORES*			PERSIANAS VENECIANAS EXTERIORES		PERSIANA EXTERIOR		CORTINA EXTERIOR DE TELA	
		Color claro	Color medio	Color oscuro	Color claro	Exterior claro Interior oscuro	Color medio ****	Color oscuro ***	Color claro	Color medio u oscuro
VIDRIO SENCILLO ORDINARIO	1,00	0,56	0,65	0,75	0,15	0,13	0,22	0,15	0,20	0,25
VIDRIO SENCILLO 6 mm	0,94	0,56	0,65	0,74	0,14	0,12	0,21	0,14	0,19	0,24
VIDRIO ABSORBENTE*****										
Coefficiente de absorción 0,40 a 0,48	0,80	0,56	0,62	0,72	0,12	0,11	0,18	0,12	0,16	0,20
Coefficiente de absorción 0,48 a 0,56	0,73	0,53	0,59	0,62	0,11	0,10	0,16	0,11	0,15	0,18
Coefficiente de absorción 0,56 a 0,70	0,62	0,51	0,54	0,56	0,10	0,10	0,14	0,10	0,12	0,16
VIDRIO DOBLE										
Vidrios ordinarios	0,90	0,54	0,61	0,67	0,14	0,12	0,20	0,14	0,18	0,22
Vidrios de 6 mm	0,80	0,52	0,59	0,65	0,12	0,11	0,18	0,12	0,16	0,20
Vidrio interior ordinario										
Vidrio ext. absorbente de 0,48 a 0,56	0,52	0,36	0,39	0,43	0,10	0,10	0,11	0,10	0,10	0,13
Vidrio interior de 6 mm										
Vidrio ext. absorbente de 0,48 a 0,56	0,50	0,36	0,39	0,43	0,10	0,10	0,11	0,10	0,10	0,12
VIDRIO TRIPLE										
Vidrio ordinario	0,83	0,48	0,56	0,64	0,12	0,11	0,18	0,12	0,16	0,20
Vidrio de 6 mm	0,69	0,47	0,52	0,57	0,10	0,10	0,15	0,10	0,14	0,17
VIDRIO PINTADO										
Color claro	0,28									
Color medio	0,39									
Color oscuro	0,50									
VIDRIO DE COLOR*****										
Ambar	0,70									
Rojo oscuro	0,56									
Azul	0,60									
Grn	0,32									
Gris-verde	0,46									
Opalescente claro	0,43									
Opalescente oscuro	0,37									

TIPOS DE VIDRIO O DISPOSITIVOS DE SOMBRA*	COEFICIENTES			Factor solar**
	Absorción (a)	Reflexión (r)	Transmisión (t)	
Vidrio ordinario	0,06	0,08	0,86	1,00
Placa regular 0,65 mm	0,15	0,08	0,77	0,94
Vidrio absorbente térmico	según fabricante	0,05	(1-0,5-a)	--
Persiana veneciana, color claro	0,37	0,51	0,12	0,56***
color medio	0,58	0,39	0,03	0,65***
color obscuro	0,72	0,27	0,01	0,75***
Tela de fibra de vidrio blanquecina (5,72-61/58)	0,05	0,60	0,35	0,48***
Tela de algodón, beige (6,18-91/36)	0,28	0,51	0,23	0,54***
Tela de fibra de vidrio, gris claro	0,30	0,47	0,23	0,59***
Tela de fibra de vidrio, color canela (7,55-57/29)	0,44	0,42	0,14	0,64***
Tela de vidrio blanca con franjas doradas	0,05	0,41	0,54	0,65***
Tela de fibra de vidrio, gris obscura	0,60	0,29	0,11	0,75***
Tela «Dacron» blanca (1,8-85/81)	0,02	0,28	0,70	0,76***
Tela de algodón, gris obscura con revestimiento de vinilo (análoga al estor)	0,85	0,15	0,00	0,88***
Tela de algodón, gris obscura (6,06-91/36)	0,02	0,28	0,70	0,76***

* Los factores correspondientes a las diversas cortinas serán sólo a título de guía, ya que el material realmente empleado en las cortinas puede ser de diferentes colores y texturas; las cifras entre paréntesis son onzas por yarda cuadrada, y números de hebras de la urdimbre.

** Comparado con el vidrio ordinario.

*** Para dispositivo de sombra combinado con vidrio ordinario.

Las dos últimas tablas presentadas en la página anterior enlistan varios factores de corrección que modifican la ganancia solar dependiendo del tipo de vidrio que se emplee y de los dispositivos de sombra instalados como cortinas o persianas.

Además de emplear las tablas anteriores para el cálculo de la energía que entra al local por sus ventanas, debemos de recordar que por el hecho de existir una temperatura mayor en el exterior, habrá una cantidad de energía que entrará por transmisión por las ventanas. Esta cantidad de energía se calcula en forma idéntica a como se señaló en el capítulo anterior de cargas térmicas en invierno, o sea mediante la aplicación de la siguiente ecuación:

$$Q=UxAx\Delta T$$

Haciendo uso de todo lo anterior, se habrán calculado todas las ganancias de energía que recibe un local a través de sus ventanas. Resulta conveniente aclarar que cuando en un local existen varias ventanas y/o muros al exterior, con diversas orientaciones, es necesario hacer un análisis detallado para encontrar el mes y la hora críticos y con éllo poder seleccionar el equipo adecuado que cubra las necesidades del local en cualquier época del año.

GANANCIAS DE ENERGIA EN VERANO A TRAVES DE MUROS Y TECHOS.

Como ya se mencionó anteriormente, la ganancia de energía que entra a un local por sus muros y azoteas se debe tanto a la transmisión, como a la radiación.

Para hacer sencilla la solución de este problema, fué diseñado un método llamado de "Diferencia de Temperaturas Equivalente"; este método consiste en el cálculo experimental de la diferencia de temperaturas que debiera de haber entre el exterior y el interior para provocar, por pura transmisión, el efecto total logrado en la realidad por transmisión y radiación a través de muros y techos. En las páginas siguientes se proporcionan tablas que dan los resultados experimentales obtenidos y que dependen de: orientación del muro, densidad del muro, y hora del día; y para azoteas depende también de si está o no sombreada o rociada con agua.

Para el cálculo de la energía que se gana en un local a través de sus muros y azoteas, lo único que se requiere es la aplicación de la siguiente ecuación:

$$Q=UxAx\Delta Te$$

donde:

Q= Energía recibida dentro del local (kcal/hr)

U= Coeficiente de transmisión total del muro o techo
(kcal/hr.m²·C)

A= Area del muro o techo (m²)

Te= Diferencia de temperaturas equivalente entre el exterior y el interior. (de tablas)

TABLA 19. DIFERENCIA EQUIVALENTE DE TEMPERATURA (°C)

Muros soleados o en sombra*

Valadero para muros de color oscuro, 35 °C de temperatura exterior, 27 °C de temperatura interior, 11 °C de variación de la temperatura exterior en 24 h. mes de Julio y 40° de latitud Norte**

ORIENTACIÓN	PESO DEL MURO *** (kg/m²)	HORA SOLAR																												
		MAÑANA												TARDE												MAÑANA				
		6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24	1	2	3	4	5					
NE	100	2.8	8.3	12.2	12.8	13.3	10.6	7.8	7.2	6.7	7.2	7.8	7.8	7.8	6.7	5.5	4.4	3.3	2.2	1.1	0	-1.1	-1.7	-2.2	-1.1					
	300	-0.5	-1.1	-1.1	2.8	13.3	12.3	11.1	8.3	5.5	6.1	4.7	7.2	7.8	7.2	6.7	6.1	5.5	4.4	3.3	2.2	1.1	0.5	0	-0.5					
	500	2.2	1.7	2.2	2.2	2.2	5.5	8.9	8.3	7.8	6.7	5.5	6.1	6.7	6.7	6.1	5.5	5.0	4.4	3.9	3.3	3.3	2.8	2.8						
	700	2.8	2.8	3.3	3.3	3.3	3.3	3.3	3.3	3.5	7.8	8.9	7.8	6.7	5.5	5.5	5.5	5.5	5.5	5.5	5.5	5.5	5.0	5.0	4.4	3.9				
E	100	0.5	9.4	16.7	18.3	20.0	19.4	17.8	11.1	6.7	7.2	7.8	7.8	7.8	6.7	5.5	4.4	3.3	2.2	1.1	0	-0.5	-1.1	-1.7	-1.7					
	300	-0.5	-0.5	0	11.7	16.7	17.2	17.2	10.6	7.8	7.2	6.7	7.2	7.8	7.2	6.7	6.1	5.5	4.4	2.8	2.2	1.7	0.5	0.5	0					
	500	2.8	2.8	3.3	4.4	7.8	11.1	13.3	13.9	13.3	11.1	10.0	8.9	7.8	7.8	7.8	7.2	6.7	6.1	5.5	5.0	4.4	3.9	3.9	3.3					
	700	6.1	5.5	5.5	5.0	4.4	5.0	3.3	3.3	3.5	10.0	10.6	10.0	9.4	8.9	7.8	7.8	7.2	6.7	6.1	5.5	5.0	4.4	3.9	3.9	3.3				
SE	100	5.5	3.3	7.2	10.6	14.4	15.0	15.6	14.4	13.3	10.6	8.9	8.3	7.8	6.7	5.5	4.4	3.3	2.2	1.1	0	-0.5	-0.5	-1.1	-1.1					
	300	0.5	0.5	0	7.2	11.1	13.3	13.6	14.4	13.9	11.7	10.0	8.3	7.8	7.2	6.7	6.1	5.5	4.4	3.3	2.8	2.2	1.7	1.7	1.1					
	500	3.9	3.9	3.3	3.3	3.3	6.1	8.9	9.4	10.0	10.6	10.0	9.4	7.8	7.2	6.7	6.1	5.5	5.5	5.5	5.0	5.0	4.4	4.4	3.9					
	700	5.0	4.4	4.4	4.4	4.4	3.9	3.3	3.3	6.1	7.8	8.3	8.9	10.0	8.9	8.3	7.8	7.2	6.7	6.7	6.7	6.1	6.1	5.5	5.5	5.0				
S	100	-0.5	-1.1	-2.2	0.5	2.2	7.8	13.3	13.0	16.7	15.6	14.4	11.1	8.9	6.7	5.5	3.9	3.3	1.7	1.1	0.5	0.5	0	0	-0.5					
	300	-0.5	-1.7	-2.2	-1.7	-1.1	3.9	6.7	11.1	13.3	13.9	14.4	12.8	11.1	8.3	6.7	5.5	4.4	3.3	2.2	1.1	0.5	0.5	0	-0.5					
	500	2.3	2.2	1.1	1.1	1.1	1.7	2.2	4.4	6.7	8.3	8.9	10.0	10.0	8.3	7.8	6.1	5.5	5.0	4.4	4.4	3.9	3.3	3.3	3.3					
	700	3.9	3.3	3.3	2.8	2.2	2.2	2.2	2.2	2.2	3.9	3.5	7.2	7.8	8.3	8.9	8.9	7.8	6.7	6.7	6.7	6.1	6.1	5.5	5.5	5.0				
SO	100	-1.1	-2.2	-2.2	-1.1	0	2.2	3.3	10.6	14.4	16.9	22.2	22.8	23.3	16.7	13.3	6.7	5.5	2.2	1.1	0.5	0.5	0	-0.5	-0.5					
	300	1.1	0.5	0	0	0	0.5	1.1	4.4	6.7	13.3	17.8	19.4	20.0	19.4	18.9	11.1	8.5	3.9	3.3	2.8	2.2	2.2	1.7	1.7					
	500	3.9	2.8	3.3	2.8	2.3	2.8	3.3	3.9	4.4	6.7	7.8	10.6	12.2	12.8	13.3	12.8	12.2	8.5	5.5	5.5	5.0	5.0	4.4	3.9					
	700	4.4	4.4	4.4	4.4	4.4	3.9	3.3	3.3	3.3	3.9	4.4	5.0	5.5	5.5	5.5	10.0	10.6	11.1	7.2	4.4	4.4	4.4	4.4	4.4	4.4				
O	100	-1.1	-1.7	-2.2	-1.1	0	1.7	3.3	7.8	11.1	17.8	22.2	25.0	26.7	18.9	12.2	7.8	4.4	2.8	1.1	0.5	0	0	-0.5	-0.5					
	300	1.1	0.5	0	0	1.1	2.2	3.9	5.5	10.6	14.4	18.9	22.2	22.8	20.0	19.4	18.9	11.1	8.5	3.9	3.3	2.8	2.2	1.7	1.7					
	500	3.9	3.9	3.3	3.3	3.3	3.3	3.3	3.9	4.4	5.5	6.7	9.4	11.1	13.9	15.6	15.0	14.4	10.6	7.8	6.7	6.1	5.5	5.0	4.4					
	700	6.7	6.1	5.5	5.0	4.4	4.4	4.4	5.0	5.5	5.5	5.5	5.5	6.1	6.7	7.8	8.9	11.7	12.2	12.8	12.2	11.1	10.0	8.9	8.3	7.2				
NO	100	-1.7	-2.2	-2.2	-1.1	0	1.7	3.3	5.5	6.7	10.6	13.3	16.3	22.2	20.6	18.9	10.0	3.3	2.2	1.1	0	-0.5	-0.5	-1.1	-1.1					
	300	-1.1	-1.7	-2.2	-1.7	-1.1	0	1.1	3.3	4.4	5.5	6.7	11.7	16.7	17.2	17.8	11.7	6.7	4.4	3.3	2.2	1.7	0.5	0	-0.5					
	500	2.8	2.2	2.2	2.2	2.2	2.2	2.2	2.2	2.2	2.8	3.3	5.0	6.7	9.4	11.1	11.7	12.2	7.8	4.4	3.9	3.9	3.3	3.3	2.8					
	700	4.4	3.9	3.3	3.3	3.3	3.3	3.3	3.3	3.3	3.3	3.3	3.9	4.4	5.0	5.5	7.8	10.0	10.6	11.1	8.9	7.2	6.1	5.5	5.0					
N (en la sombra)	100	-1.7	-1.7	-2.2	-1.7	-1.1	0.5	2.2	4.4	5.5	6.7	7.8	7.2	6.7	5.5	4.4	3.3	2.2	1.1	0	0	-0.5	-0.5	-1.1	-1.1					
	300	-1.7	-1.7	-2.2	-1.7	-1.1	-0.5	0	1.7	3.3	4.4	5.5	6.1	6.7	6.7	6.7	5.5	4.4	3.3	2.2	1.1	0.5	0	-0.5	-1.1					
	500	0.5	0.5	0	0	0	0	0	0.5	1.1	1.7	2.3	2.8	2.8	2.8	4.4	3.9	3.5	2.8	2.2	1.7	1.7	1.1	1.1	0.5					
	700	0.5	0.5	0	0	0	0	0	0	0	0.5	1.1	1.7	2.2	2.8	3.3	3.9	4.4	3.9	3.3	2.2	1.7	1.1	1.1	0.5					
		6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24	1	2	3	4	5					
		MAÑANA												TARDE												MAÑANA				
		HORA SOLAR																												

TABLA 20. DIFERENCIA EQUIVALENTE DE TEMPERATURA (°C)
TECHO SOLEADO O EN SOMBRA *

Valedero para techos de color oscuro, 35 °C de temperatura exterior, 27 °C de temperatura interior, 11 °C de variación de la temperatura exterior en 24 h., mes de Julio y 40° de latitud Norte **

CONDICIONES	PESO DEL TECHO *** (kg/m²)	HORA SOLAR																								
		MAÑANA										TARDE										MAÑANA				
		6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24	1	2	3	4	5	
Soleado	50	-2.2	-3.3	-3.9	-2.8	-0.5	3.9	8.3	13.3	17.8	21.1	23.9	25.6	25.0	22.8	19.4	15.6	12.2	8.9	5.5	3.9	1.7	0.5	-0.5	-1.7	
	100	0	-0.5	-1.1	-0.5	1.1	5.0	8.9	12.8	16.7	20.0	22.8	23.9	22.2	19.4	16.7	13.9	11.1	8.3	6.7	4.4	3.3	2.2	1.1		
	200	2.2	1.7	1.1	1.7	3.3	5.5	8.9	12.8	15.6	18.3	21.1	22.2	22.8	21.7	19.4	17.8	15.6	13.3	11.1	9.4	7.2	6.1	5.0	3.3	
	300	5.0	4.4	3.3	3.9	4.4	6.1	8.9	12.2	15.0	17.2	19.4	21.1	21.7	21.1	20.0	18.9	17.2	15.6	13.9	12.2	10.0	8.9	7.2	6.1	
	400	7.2	6.7	6.1	6.1	6.7	7.2	8.9	12.2	14.4	15.6	17.8	19.4	20.6	20.6	19.4	18.9	18.9	17.8	16.7	15.0	12.8	11.1	10.0	7.8	
Cubierto de agua	100	-2.8	-1.1	0	1.1	2.2	5.5	8.9	10.6	12.2	11.1	10.0	8.9	7.8	6.7	5.5	3.3	1.1	0.5	0.5	-0.5	-1.1	-1.7	-2.2	-2.8	
	200	-1.7	-1.1	-0.5	-0.5	0	2.8	5.5	7.2	8.3	8.3	8.9	8.3	8.3	7.8	6.7	5.5	3.9	2.8	1.7	0.5	-0.5	-1.1	-1.7	-1.7	
	300	-0.5	-1.1	-1.1	-1.1	-1.1	1.1	2.8	3.3	5.5	6.7	7.8	8.3	8.9	8.3	7.8	6.7	5.5	4.4	3.3	2.2	1.7	1.1	0.5	0	
Rociado	100	-2.2	-1.1	0	1.1	2.2	4.4	6.7	8.3	10.0	9.4	8.9	8.3	7.8	6.7	5.5	3.3	1.1	0.5	0	-0.5	-1.1	-1.1	-1.7	-1.7	
	200	-1.1	-1.1	-0.5	-0.5	0	1.1	2.8	5.0	7.2	7.8	7.8	7.8	7.8	7.2	6.7	5.0	3.9	2.8	1.7	0.5	0	0	-0.5	-0.5	
	300	-0.5	-1.1	-1.1	-1.1	-1.1	0	1.1	2.8	4.4	5.5	6.7	7.2	7.8	7.2	6.7	6.1	5.5	4.4	3.3	2.2	-1.1	0.5	0	-0.5	
(en la sombra)	100	-2.8	-2.8	-2.2	-1.1	0	1.1	3.3	5.0	6.7	7.2	7.8	7.2	6.7	5.5	4.4	2.8	1.1	0.5	0	-0.5	-1.7	-2.2	-2.8	-2.8	
	200	-2.8	-2.8	-2.2	-1.7	-1.1	0	1.1	2.8	4.4	5.5	6.7	7.2	6.7	6.1	5.5	4.4	3.3	2.2	1.1	0	-0.5	-1.7	-2.2	-2.8	
	300	-1.7	-1.7	-1.1	-1.1	-1.1	-0.5	0	1.1	2.2	3.3	4.4	5.0	5.5	5.5	5.5	5.0	4.4	3.3	2.2	1.1	0.5	0	-0.5	-1.1	
		6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24	1	2	3	4	5	
		MAÑANA										TARDE										MAÑANA				
		HORA SOLAR																								

Ecuación: Ganancias por transmisión a través del techo (kcal/h) = Área (m²) × (Diferencia equivalente de temperatura) × (Coeficiente de transmisión global, tablas 27 ó 28).

- Si las bóvedas o buhardillas están ventiladas o si el techo está aislado, tomar el 75 % de los valores precedentes. Para techos inclinados, considerar la proyección horizontal de la superficie.

** Para condiciones diferentes, aplicar las condiciones indicadas en el texto

*** Los pesos por m² de los tipos de construcción clásicos están indicados en las tablas 27 ó 28.

TABLA 20A. CORRECCIONES DE LAS DIFERENCIAS EQUIVALENTES DE TEMPERATURA (°C)

Temperatura exterior a las 15 h para el mes considerado menos temperatura interior	VARIACIÓN DE LA TEMPERATURA EXTERIOR EN 24 h																					
	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22				
-16	-21.2	-21.7	-22.3	-22.8	-23.3	-23.8	-24.2	-24.7	-25.1	-25.6	-26.0	-26.5	-27.0	-27.4	-27.9	-28.8	-29.3	-29.8				
-12	-17.2	-17.7	-18.3	-18.8	-19.3	-19.8	-20.2	-20.7	-21.1	-21.6	-22.0	-22.5	-23.0	-23.4	-23.9	-24.8	-25.3	-25.8				
-8	-13.2	-13.7	-14.3	-14.8	-15.3	-15.8	-16.2	-16.7	-17.1	-17.6	-18.0	-18.5	-19.0	-19.4	-19.9	-20.8	-21.3	-21.8				
-4	-9.2	-9.7	-10.3	-10.8	-11.3	-11.8	-12.2	-12.7	-13.1	-13.6	-14.0	-14.5	-15.0	-15.4	-15.9	-16.8	-17.3	-17.8				
0	-5.0	-5.5	-6.1	-6.6	-7.1	-7.6	-8.0	-8.5	-8.9	-9.4	-9.8	-10.3	-10.8	-11.2	-11.7	-12.6	-13.1	-13.6				
+2	-3.1	-3.6	-4.2	-4.7	-5.2	-5.6	-6.1	-6.6	-7.0	-7.5	-7.9	-8.4	-8.9	-9.3	-9.8	-10.6	-11.1	-11.7				
+4	-1.1	-1.6	-2.2	-2.7	-3.2	-3.6	-4.1	-4.6	-5.0	-5.5	-5.9	-6.4	-6.9	-7.3	-7.8	-8.6	-9.1	-9.7				
+6	0.8	0.3	-0.3	-0.8	-1.3	-1.7	-2.2	-2.7	-3.1	-3.6	-4.0	-4.5	-5.0	-5.4	-5.9	-6.7	-7.2	-7.8				
+8	2.8	2.3	1.7	1.2	0.7	0.3	0	-0.7	-1.1	-1.6	-2.0	-2.5	-3.0	-3.4	-3.9	-4.7	-5.2	-5.8				
+10	4.7	4.2	3.6	3.1	2.6	2.2	1.7	1.2	0.6	0.3	-0.1	-0.6	-1.1	-1.5	-2.0	-2.8	-3.3	-3.9				
+12	6.8	6.3	5.7	5.2	4.7	4.3	3.8	3.3	2.9	2.4	1.8	1.3	0.8	0.4	-0.1	-0.7	-1.2	-1.8				
+14	8.8	8.3	7.7	7.2	6.7	6.3	5.8	5.3	4.9	4.4	3.8	3.3	2.8	2.4	1.9	1.3	0.8	0.2				
+16	10.8	10.3	9.7	9.2	8.7	8.3	7.8	7.3	6.9	6.4	5.8	5.3	4.8	4.4	3.9	3.3	2.8	2.2				
+18	12.8	12.3	11.7	11.2	10.7	10.3	9.8	9.3	8.9	8.4	7.8	7.3	6.8	6.4	5.9	5.3	4.8	4.2				
+20	14.8	14.3	13.7	13.2	12.7	12.3	11.8	11.3	10.9	10.4	9.8	9.3	8.8	8.4	7.9	7.3	6.8	6.2				
+22	16.9	16.4	15.8	15.3	14.8	14.4	13.9	13.4	13.0	12.5	11.9	11.4	10.9	10.5	10.0	9.4	8.9	8.3				



**FACULTAD DE INGENIERIA U.N.A.M.
DIVISION DE EDUCACION CONTINUA**

CURSOS ABIERTOS

PROYECTO DE AIRE ACONDICIONADO

CALCULO EN INVIERNO (CALEFACCION)

*JUNIO
1992*

CALCULO EN INVIERNO (CALEFACCION)

Para poder hacer un análisis de la calefacción de un determinado local, contar previamente a él con las informaciones siguientes:

- 1.- Planos del local; plantas y cortes, si es posible fachadas.
- 2.- Materiales de construcción de los muros, techos ventanería, etc.
- 3.- Datos climatológicos del lugar; altura sobre el nivel del mar, temperaturas máximas y mínimas; temperaturas de diseño.
- 4.- Condiciones de operación del lugar
 - a) USO; oficina, hospital, casa habitación, hotel, etc
 - b) Cantidad de personas probables en el local
 - c) Equipo que habrá en el local
 - d) Iluminación; cantidad y tipo
 - e) Miscelaneos
- 5.- Recursos energéticos
 - a) Electricidad; voltaje, fases, ciclos; capacidad
 - b) Gas; natural o LP
 - c) Vapor

Una vez que se tiene la información necesaria para el desarrollo del proyecto, es conveniente realizar un pequeño anteproyecto, que permitirá hacer un análisis completo del problema. En éste se analizarán los siguientes puntos:

- 1.- ¿ Que tipo de barreras térmicas se tienen ?
 - a) Muros al exterior (U_1)
 - b) Muros en partición (U_2)
 - c) Techos (U_3)
 - d) Vidrios (U_4)
 - e) Pisos a areas no acondicionadas (U_5)

- 2.- ¿ Hay materiales especiales ?

- a) Piedra del lugar para fachadas
- b) Ventanas dobles para evitar congelación
- c) Superficies exteriores homogéneas, que requieran análisis especial de " h " (Edificios forrados de vidrio, concreto martelinado, etc.

3.- Tipo de sistema a proponer

- a.- Manejadoras; proponer trayectorias de ductos y ubicación de manejadoras
- b) Fan & coils; Proponer ubicación de los equipos y trayectorias de tubería.
- c) Convección natural; ubicación de convectores y trayectoria de tuberías.
- d) Ubicación de casa de máquinas y áreas disponibles.

La realización de este análisis permitirá que se aclaren algunas dudas y este pequeño anteproyecto, que representará poco tiempo y esfuerzo, permitirá la realización de una memoria de cálculo ordenada y lo mas lógica posible para la evaluación del problema.

MEMORIA DE CALCULO

Para la realización de la memoria de cálculo que debe respaldar cualquier proyecto se deberán seguir los siguientes pasos generales:

1.- Condiciones de proyecto

- a) Nombre de la obra
- b) Ubicación; lugar, altura SNM
- c) Condiciones de diseño
 - c.1.- Exteriores; tbs; tbs
 - c.2.- Interiores tbs±, Ø ±

2.- Cálculo de los coeficientes totales de transmisión de calor " U "

3.- Cálculo de áreas de transmisión de calor; exteriores, colindancias, particiones, vidrios, techos, etc.

4.- Cálculo de pérdidas de calor por transmisión

$$q = UA \Delta T$$

y suma de todas las pérdidas por diferentes áreas

5.- Cálculo de ganancias interiores

Iluminación
Personal
Equipo
Miscelaneos

6.- Carga térmica neta del sistema (4) - (5)

7.- Cálculo del aire necesario

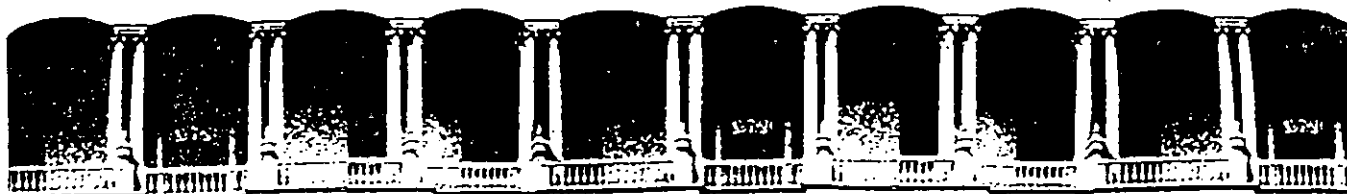
$$q = m (h_{int} - h_{int})$$

8.- Cálculo de la capacidad del equipo

$$q = m (h_{int} - h_{int})$$

- 9.- Selección del equipo; con la información que se ha obtenido, ya se puede seleccionar el equipo
- 10.- Cálculo de redes de ductos y redes de tubería

De esta manera se ha logrado resolver el problema y se tiene la información necesaria para la elaboración de planos, especificaciones y listas de materiales y equipo (Cuantificación)



**FACULTAD DE INGENIERIA U.N.A.M.
DIVISION DE EDUCACION CONTINUA**

CURSOS ABIERTOS

PROYECTO DE AIRE ACONDICIONADO

EJEMPLO DE CALEFACCION

*JUNIO
1992*

Calificación

1

1/9

Se proyecta acondicionar el centro de cómputo de una compañía para que opere las 24 hs del día y se requiere el diseño de la calefacción:

Información general

Ubicación — Cd. de México

Altura — 2200 m S.N.M.

Condiciones interiores

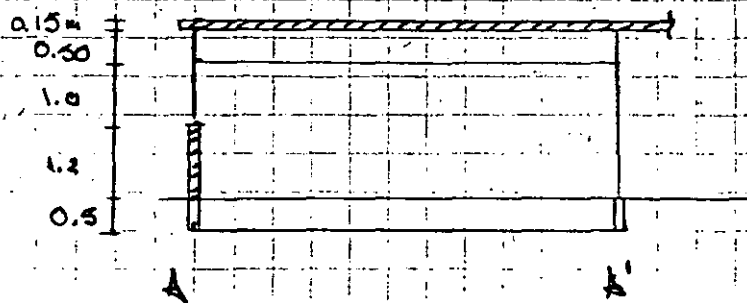
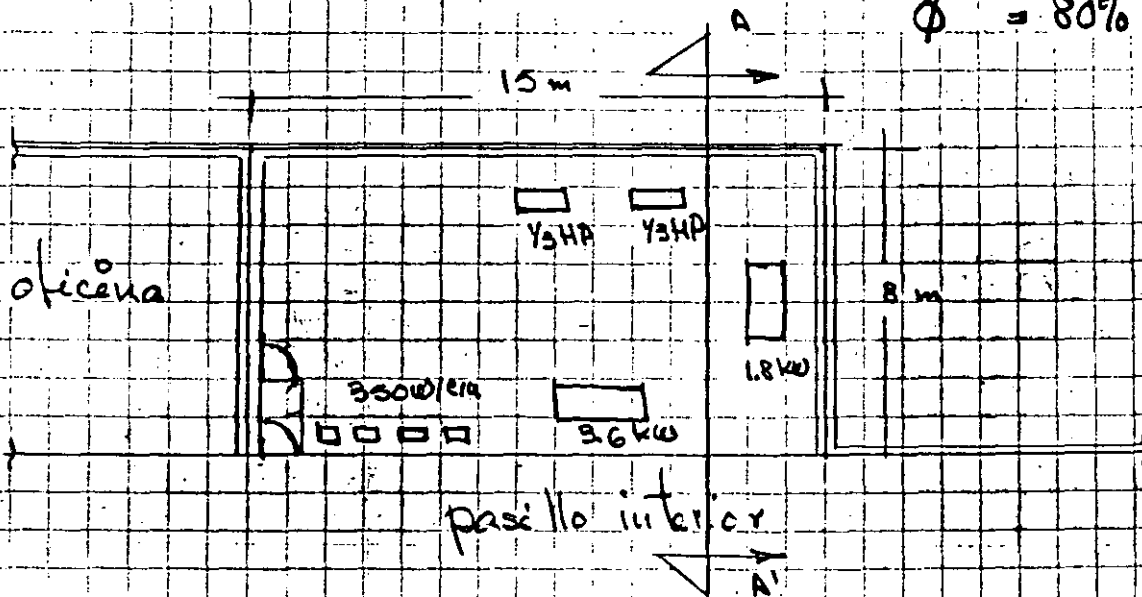
$$t_{bs} = 21^{\circ}\text{C} \pm 2^{\circ}\text{C}$$

$$\phi = 40\% \pm 5\%$$

Condiciones exteriores

$$t_{bs} = 0^{\circ}\text{C}$$

$$\phi = 80\%$$



Cargas Internas

4 terminales,	350 W c/u
2 Impresoras,	1/3 HP c/u
1 Computador tipo "A"	1.8 kW
1 Computador tipo "B"	3.6 kW

Illuminación 20 W/m² fluorescente
 personal 7 personas.

Materiales de Construcción

techo losa de concreto armado	13 cm.
puñal, muro de concreto	15 cm.
plafond yeso	13 mm.
vidrios vidrio normal	6 mm.

Cálculo de U'

techo: La iluminación va colocada dentro del plafond.
 por lo que el calor generado se perderá hacia el espacio que hay entre la losa y el plafond.
 No es conveniente considerar el plafond como resistencia, ya que el calor calculado será menor que el real.

$$U_{\text{techo}} = \frac{1}{\frac{1}{8.05} + \frac{1}{293} + \frac{0.15}{1.5}} = 3.87 \text{ kcal/hm}^2\text{ }^\circ\text{C}$$

Muros: los muros que dan al exterior deberán llevar 2hi y lo, sin embargo, los que dan a la oficina y al pasillo deberán llevar 2hi.

$$U_{\text{exterior}} = \frac{1}{\frac{1}{8.05} + \frac{1}{293} + \frac{0.15}{1.5}} = 3.87 \text{ kcal/hm}^2\text{ }^\circ\text{C}$$

$$U_{\text{interior}} = \frac{1}{\frac{2}{8.05} + \frac{0.15}{1.5}} = 2.87 \text{ kcal/hm}^2\text{ }^\circ\text{C}$$

Vidrios los vidrios deberán tener la misma consideración anterior

$$U_{\text{exterior}} = \frac{1}{\frac{1}{8.05} + \frac{1}{293} + \frac{0.006}{0.7}} = 5.99 \text{ kcal/hm}^2\text{ }^\circ\text{C}$$

$$U_{\text{interior}} = \frac{1}{\frac{2}{8.05} + \frac{0.006}{0.7}} = 3.89 \text{ kcal/hm}^2\text{ }^\circ\text{C}$$

Cálculo de pérdidas:

El calor que pierde una barrera está definido

como:

$$q = UA \Delta T$$

4

Sin embargo es necesario un análisis para ΔT , en el caso de muros o vidrios al exterior, la diferencia será la natural; para el caso de áreas no acondicionadas contiguas, se deberá analizar el tipo de construcción y la hermeticidad de estos locales. Algunos autores sugieren que se considere como temperatura de estos locales al valor medio entre el área acondicionada y el exterior. Sin embargo si el área no acondicionada es muy grande este valor deberá disminuirse y si es pequeña podrá incrementarse. Sin tomar riesgos de consideración en el cálculo.

Pérdidas

techo $q_1 = 3.87 (15 \times 8) (21 - 0) = 9752 \text{ kcal/h}$

muros al exterior (perfiles) $q_2 = 3.87 (15 \times 1.2 + 8 \times 1.2) (21 - 0) = 2243 \text{ kcal/h}$

vidrios (exterior) $q_3 = 5.99 (15 \times 15 + 8 \times 15) (21 - 0) = 4339.3 \text{ kcal/h}$

muros al interior

Se considerará la temperatura de los locales no acondicionados, como la media del exterior e interior.

$$t = \frac{21 - 0}{2} = 10.5^\circ\text{C}$$

Muro interior

$$q_4 = 2.87 (8 \times 1.20) (21 - 10.5) = 289 \text{ kcal/h}$$

vidrios
interiores

$$q_5 = 3.89 (8 \times 1 + 15 \times 2.20) (21 - 10.5) = 1470 \text{ kcal/h}$$

$$\text{pérdidas totales} = \sum q_i = 18093 \text{ kcal/h}$$

ANÁLISIS DE GANANCIAS TÉRMICAS

Iluminación: por ser fluorescente deberá llevar un factor de corrección de 1.17

$$q = kW \times 860 \text{ kcal/kWh}$$

$$q = 20 \text{ watts/m}^2 (120 \text{ m}^2) (1.17) (0.86 \text{ kcal/watt}) = 2415 \text{ kcal/h}$$

Personal

tipo de actividad: — trabajo de oficina actividad moderada.

$$q_s = 285 \text{ BTU/h persona} \quad 72 \text{ kcal/h pers.}$$

$$q_L = 165 \quad \checkmark \quad 41 \quad \checkmark$$

7 personas.

$$q_s = 7 (72) = 504 \text{ kcal/h}$$

$$q_L = 7 (41) = 287 \quad \checkmark$$

Equipo

Computadores "A" 1.8 kW

$$q = 1.8 \text{ kW} (860 \text{ kcal/kw}) = 1548 \frac{\text{kcal}}{\text{h}}$$

Computadores "B" 3.6 kW

$$q = 3.6 (860) = 3096 \text{ kcal/h}$$

Terminales 124 350W c/u

$$q = 4(350)(0.860) = 1204 \text{ kcal/h}$$

Impresoras 192 1/3 HP c/u

Motores de 0.5 a 3HP 1071 kcal/HP

$$q = 2(1071) 1/3 = 714 \text{ kcal/h}$$

Miscelaneos

En un centro de cómputo no se permiten cafeteras enfriadores de agua u otro tipo de equipo miscelaneo por lo tanto no existirá esta carga.

Extraneas Totals.

$$q_s = 9481 \text{ kcal/h}$$

$$q_L = 287 \text{ kcal/h}$$

Carga total del local = Ganasias - Pérdidas.

$$q_s = 9481 - 18093 = -8612 \text{ kcal/h}$$

$$q_L = 287 - 0 = 287 \text{ kcal/h}$$

El signo negativo en la contabilidad térmica indica que se requerirá calefacción en q_s .

El q_L generalmente es positivo, salvo casos rarísimos de productos ligeros cópicos (madera, papel)

Aire necesario y condiciones de inyección

$$q_s = m c_p \Delta T$$

$$q_L = m \Delta H_A$$

Como parámetro guía tenemos el criterio de movimiento de aire
10 a 20 cambios/h (valores recomendables)

$$\text{Volumen del local} = 8 \times 15 \times 2.20 = 264 \text{ m}^3$$

Probando al gasto mínimo recomendable (10 camb/h)

$$\text{gasto propuesto} = 2640 \text{ m}^3/\text{h}$$

densidad del aire:

$$\rho = 1.2 \text{ kg/m}^3 @ 1 \text{ atm y } 20^\circ\text{C}$$

$$\rho_1 = \rho_0 \frac{P_1}{P_0} = 1.2 \frac{585}{760} = 0.92 \text{ kg/m}^3$$

$$m = QP = 2640 \text{ m}^3/\text{h} \cdot 0.92 \text{ kg/m}^3 = 2429 \text{ kg/h}$$

$$q_s = m C_p \Delta T$$

$$\Delta T = \frac{q_s}{m C_p} = \frac{3612}{2429(0.24)} = 14^\circ\text{C}$$

$$\text{temperatura de inyección} = t_{\text{int}} + \Delta T = 21 + 14 = 35^\circ\text{C}$$

humedad de inyección:

$$q_L = m \Delta H \lambda \quad \lambda = 585 \text{ kcal/kg}$$

$$\Delta H = \frac{q_L}{m \lambda} = \frac{287}{2429(585)} = 2 \times 10^{-4} \text{ kg agua/kg aire}$$

ΔH es despreciable por lo que se puede considerar

$$H_{\text{iny}} = H_{\text{interior}}$$

Las condiciones de inyección serán

$$t_{\text{hs}} = 35^\circ\text{C}$$

$$t_{\text{bh}} = 18.3^\circ\text{C}$$

$$H = 0.0625 \text{ kg H}_2\text{O/kg aire}$$

$$h = 16.75 \text{ kcal/kg}$$

Aire exterior: El aire exterior sirve para ventilación. A las personas podemos considerar la aplicación como oficinas privadas sin humo de cigarras.

El aire requerido es de $20 \text{ ft}^3/\text{min}$ persona.

$$m_{\text{ext}} = 34 \text{ m}^3/\text{h} \cdot 0.92 \text{ kg/m}^3 = 31 \text{ kg/h pers.}$$

$$\text{por 7 personas} = 217 \text{ kg/h}$$

Aire de mezcla

$$m_1 h_1 + m_2 h_2 = m_3 h_3$$

$$h_3 = \frac{217(5.9) + 2212(13)}{2429} = 12.36 \text{ kcal/kg.}$$

Capacidad del equipo.

$$q_e = m (h_{in} - h_{mez}) = 2429 (16.75 - 12.36) = 10663 \text{ kcal/h}$$

La humedad absoluta del aire de mezcla es 0.0059 kg H₂O/kg aire
 Como se ha considerado despreciable el valor calculado
 de ΔH aunque se compensará con esta pequeña diferencia

Calificación

1

1/9

Se proyecta acondicionar el centro de cómputo de una compañía para que opere las 24 hrs del día y se requiere el diseño de la calefacción:

Información general.

Ubicación — Cd. de México

Altura — 2200 m S.N.M.

Condiciones interiores.

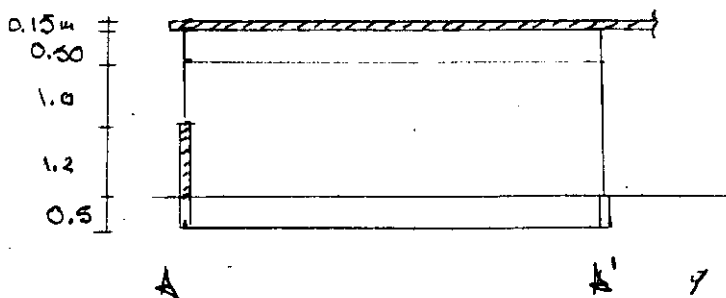
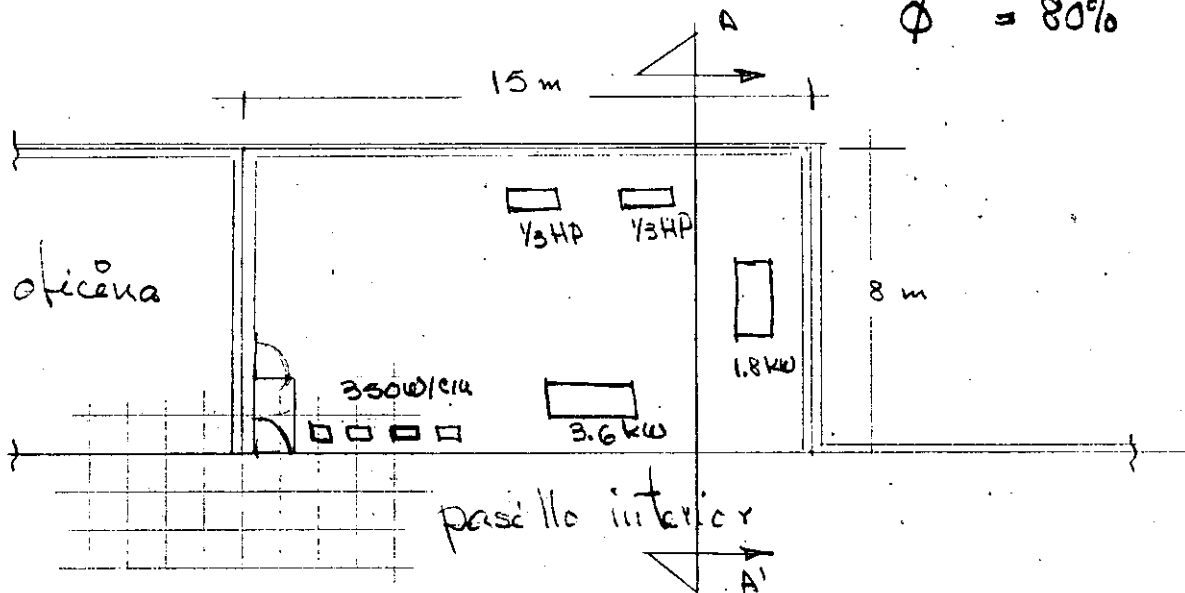
$$t_{bs} = 21^{\circ}\text{C} \pm 2^{\circ}\text{C}$$

$$\phi = 40\% \pm 5\%$$

Condiciones exteriores.

$$t_{bs} = 0^{\circ}\text{C}$$

$$\phi = 80\%$$



2

Cargas Internas

4 terminales, 350 W CU
 2 impresoras, 1/3 HP CU
 1 Computador tipo "A" 1.8 kW
 1 Computador tipo "B" 3.6 kW

Illuminacion 20 W/m² fluorescente
 personal 7 personas.

Materiales de Construcción

techo losa de concreto armado 13 cm.
 parti, muro de concreto 15 cm.
 plafond yeso 13 mm.
 vidrios vidrio normal 6 mm.

Cálculo de "U"

techo: La iluminación va colocada dentro del plafond.
 por lo que el calor generado se perderá hacia el
 espacio que hay entre la losa y el plafond.
 No es conveniente considerar al plafond como
 resistencia, ya que el calor calculado sería
 menor que el real.

$$U_{\text{techo}} = \frac{1}{\frac{1}{8.05} + \frac{1}{29.2} + \frac{0.15}{1.5}} = 3.3 = \text{kcal/hm}^2\text{ }^\circ\text{C}$$

Muros: los muros que dan al exterior deberán llevar hi y ho, con embargo, los que dan a la oficina y al pasillo deberán llevar zhi.

$$\text{Exterior } U = \frac{1}{\frac{1}{8.05} + \frac{1}{29.2} + \frac{0.15}{1.5}} = 3.87 \text{ kcal/hm}^2\text{ }^\circ\text{C}$$

$$\text{interior } U = \frac{1}{\frac{2}{8.05} + \frac{0.15}{1.5}} = 2.87 \text{ kcal/hm}^2\text{ }^\circ\text{C}$$

vidrios: los vidrios deberán tener la misma consideración exterior

$$\text{Exterior } U = \frac{1}{\frac{1}{8.05} + \frac{1}{29.2} + \frac{0.006}{0.7}} = 5.99 \text{ kcal/hm}^2\text{ }^\circ\text{C}$$

$$\text{interior } U = \frac{1}{\frac{2}{8.05} + \frac{0.006}{0.7}} = 3.89 \text{ kcal/hm}^2\text{ }^\circ\text{C}$$

Calculo de pérdidas:

El calor que pierde una barrera está definido

como:
$$q = UA \Delta T$$

4

Si embargo es necesario un análisis para ST, en el caso de muros o vidrios al exterior, la diferencia será la natural; para el caso de áreas no acondicionadas contiguas, se deberá cualificar el tipo de construcción y la hermeticidad de estos locales. Algunos autores sugieren que se considere como temperatura de estos locales al valor medio entre el área acondicionada y el exterior. Si embargo si el área no acondicionada es muy grande este valor deberá disminuirse y si es pequeña podrá incrementarse. Si cometamos riesgos de consideración en el cálculo

Pérdidas

techo $q_1 = 3.87 (15 \times 8) (21 - 0) = 9752 \text{ kcal/h}$

muros al exterior (paredes) $q_2 = 3.87 (15 \times 1.2 + 8 \times 1.2) (21 - 0) = 2243 \text{ kcal/h}$

vidrios (exterior) $q_3 = 5.99 (15 \times 15 + 8 \times 15) (21 - 0) = 4339 \text{ kcal/h}$

muros al interior

Se considerará la temperatura de los locales no acondicionados, como la media del exterior e interior

$$t = \frac{21 - 0}{2} = 10.5^\circ\text{C}$$

nuevo interior

$$q_{\frac{1}{4}} = 2.87 (8 \times 1.20) (21 - 10.5) = 289 \text{ kcal/h}$$

vidrios
intusiones

$$q_2 = 3.89 (8 \times 1 + 15 \times 2.20) (21 - 10.5) = 1470 \text{ kcal/h}$$

$$\text{pérdidas totales} = \sum_{i=1}^5 q_i = \underline{\underline{18093 \text{ kcal/h}}}$$

ANÁLISIS DE GANANCIAS TÉRMICAS

Iluminación: por ser fluorescente de berrá llevar un factor de corrección de 1.17

$$q = kW \times 860 \text{ kcal/kW}$$

$$q = 20 \text{ watts/m}^2 (120 \text{ m}^2) (1.17) (0.86 \text{ kcal/watt}) = 2415 \text{ kcal/h}$$

Personal

tipo de actividad, — trabajo de oficina actividad moderada.

	$q_s = 285 \text{ BTU/h persona}$	72	kcal/h pers.
	$q_L = 165$	✓	41 ✓

7 personas.

$$q_s = 7 (72) = 504 \text{ kcal/h}$$

$$q_L = 7 (41) = 287 \quad \checkmark$$

Equipo

Computadores "A" 1.8 kW

$$q = 1.8 \text{ kW} (860 \text{ kcal/kW}) = 1548 \frac{\text{kcal}}{\text{h}}$$

Computadores "B" 3.6 kW

$$q = 3.6 (860) = 3096 \text{ kcal/h}$$

Terminales 1 a 4 350 W c/u

$$q = 4(350)(0.860) = 1204 \text{ kcal/h}$$

Impresoras 1 y 2 1/3 HP c/u

Motores de 0.5 a 3HP 1071 kcal/HP

$$q = 2(1071) 1/3 = 714 \text{ kcal/h}$$

Miscelaneos

En un centro de cómputo no se permiten calentadores enfriadores de agua u otro tipo de equipo miscelaneo por lo tanto no existirá esta carga.

Eficiencias totales.

$$q_s = 9481 \text{ kcal/h}$$

$$q_L = 287 \text{ kcal/h}$$

Carga total del local = Ganancias - Pérdidas.

$$q_s = 9481 - 18093 = -8612 \text{ kcal/h}$$

$$q_L = 287 - 0 = 287 \text{ kcal/h}$$

El signo negativo en la contabilidad térmica indica que se requerirá calefacción en q_s .

El q_L generalmente es positivo, salvo casos rarísimos de productos ligeros cópicos (madera, papel)

Aire necesario y condiciones de inyección

$$q_s = m c_p \Delta T$$

$$q_L = m \Delta H \lambda$$

Como parámetro guía tenemos al criterio de movimiento de aire
10 a 20 cambios/h (valores recomendables)

$$\text{Volumen del local} = 8 \times 15 \times 2.20 = 264 \text{ m}^3$$

probando al gasto mínimo recomendable (10 camb/h)

$$\text{gasto propuesto} = 2640 \text{ m}^3/\text{h}$$

densidad del aire:

$$\rho = 1.2 \text{ kg/m}^3 \text{ @ } 1 \text{ atm y } 20^\circ\text{C}$$

$$\rho_1 = \rho_0 \frac{P_1}{P_0} = 1.2 \frac{585}{760} = 0.92 \text{ kg/m}^3$$

$$m = QP = 2640 \text{ m}^3/\text{h} \cdot 0.92 \text{ kg/m}^3 = 2429 \text{ kg/h}$$

$$Q_s = m C_p \Delta T$$

$$\Delta T = \frac{Q_s}{m C_p} = \frac{3512}{2427 (0.24)} = 14^\circ C$$

temperatura de inyección = $t_{int} + \Delta T = 21 + 14 = 35^\circ C$

humedad de inyección:

$$Q_L = m \Delta H \lambda \quad \lambda = 585 \text{ kcal/kg}$$

$$\Delta H = \frac{Q_L}{m \lambda} = \frac{287}{2427 (585)} = 2 \times 10^{-4} \text{ kg agua/kg aire}$$

ΔH es despreciable por lo que se puede considerar

$$H_{inj} = H_{interior}$$

Las condiciones de inyección serán

- $t_{hs} = 35^\circ C$
- $t_{bh} = 18.3^\circ C$
- $H = 0.0825 \text{ kg H}_2\text{O/kg aire}$
- $h = 16.75 \text{ kcal/kg}$

Aire exterior.- El aire exterior sirve para ventilación a las personas podemos considerar la aplicación como oficinas privadas sin humo de cigarrillos.

El aire recomendado es de $20 \text{ ft}^3/\text{min}$ persona.

$$m_{ext} = 34 \text{ m}^3/\text{h} \cdot 0.92 \text{ kg/m}^3 = 31 \text{ kg/h pers.}$$

$$\text{por 7 personas} = 217 \text{ kg/h}$$

cena de mezcla

$$m_1 h_1 + m_2 h_2 = m_3 h_3$$

$$h_3 = \frac{217(5.9) + 2212(13)}{2429} = 12.36 \text{ kcal/kg.}$$

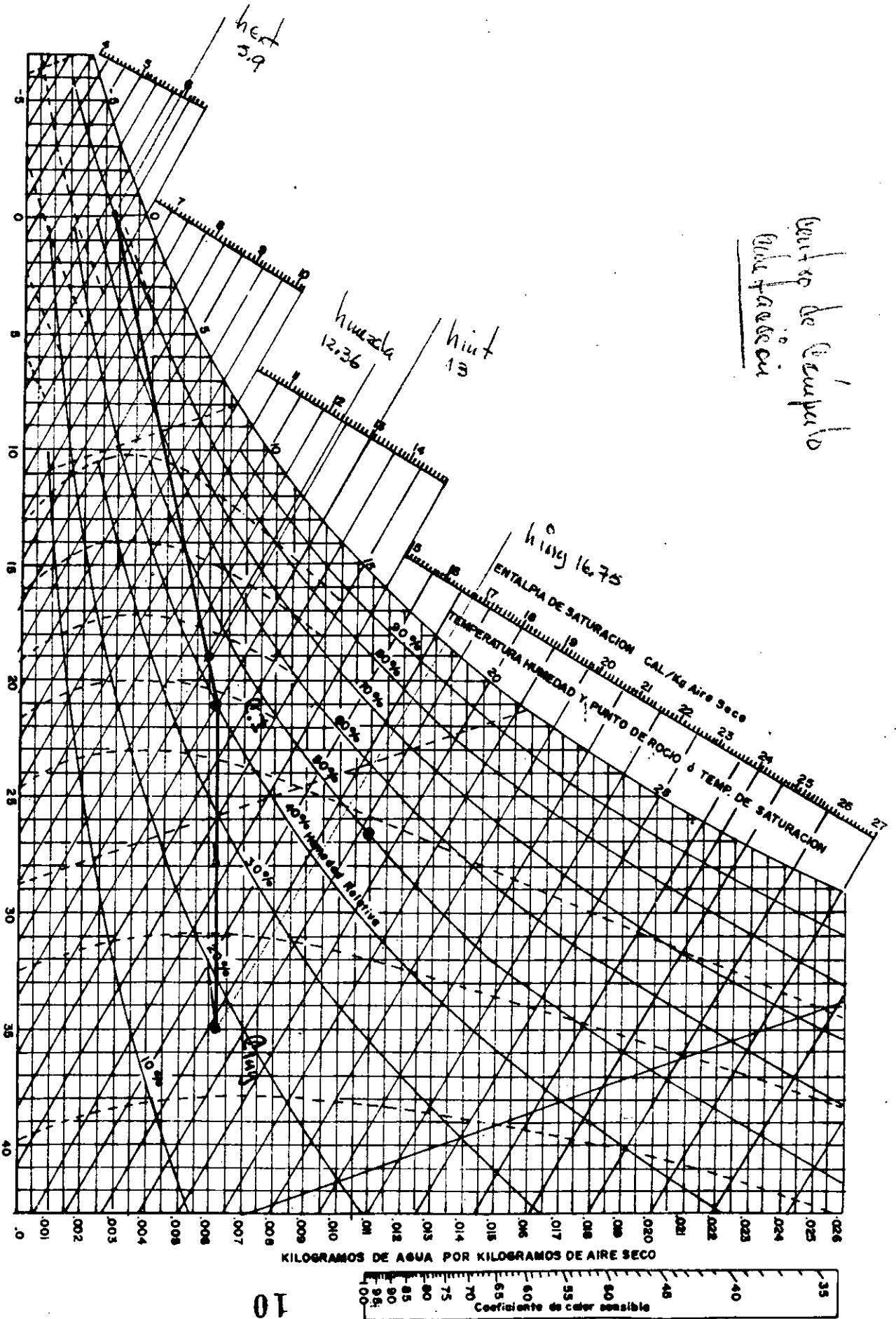
Capacidad del equipo.

$$q_E = m (h_{\text{ing}} - h_{\text{mezcl}}) = 2429 (16.75 - 12.36) = \underline{\underline{10663 \text{ kcal/h}}}$$

La humedad absoluta del aire de mezcla es 0.0059 kg H₂O/kg aire como se ha considerado despreciable al valor calculado de ΔH con q_E se compensará con esta pequeña diferencia

LAS PROPIEDADES POR DIBUJO DE 0°C SON LAS DEL HIELO

TEMP. DE BULBO SECO °C



*Centro de Cálculo
Industria*



**FACULTAD DE INGENIERIA U.N.A.M.
DIVISION DE EDUCACION CONTINUA**

CURSOS ABIERTOS

PROYECTO DE AIRE ACONDICIONADO

P R O B L E M A S

*JUNIO
1992*

México D.F.

(1) = 2

Latitud N: 19.5°

Daily Range: 20°F

A.S.N.M. 7350'

Día de Diseño Agosto 24, 16 hs.

Conducciones de Diseño

	T _{bs}	T _{bh}	% H.R.	D.P.	Gr/lb
Conducciones Exteriores	88.6°F	62.6		50	73
Conducciones Interiores	75°F		50		86
Diferencia	13.6°F				- 13

Radiación Solar, 12 hs de operación

N:	11 x 1.17 x	$\left[1 + 0.07 \left(\frac{7350}{1000}\right)\right]$	x	$\left[1 + 0.07 \left(\frac{17}{10}\right)\right]$	x	10 x 0.8 = 12.
S:	26 x 1.17 x	1.05	x	1.12	x	0.61 x 0.8 = 17.4
E:	165 x 1.17 x	1.05	x	1.12	x	0.15 x 0.8 = 27.
W:	165 x 1.17 x	1.05	x	1.12	x	0.69 x 0.8 = 125.3
NE:	118 x 1.17 x	1.05	x	1.12	x	0.14 x 0.8 = 18.
SE:	113 x 1.17 x	1.05	x	1.12	x	0.23 x 0.8 = 28.6
NW:	118 x 1.17 x	1.05	x	1.12	x	0.50 x 0.8 = 64.0
SW:	113 x 1.17 x	1.05	x	1.12	x	0.79 x 0.8 = 98.2

Cálculo de temperaturas equivalentes. 60 lb/pie²

$$\text{Fórmula: } \Delta t_e = 0.78 \frac{R_s}{R_m} \Delta t_{em} + (1 - 0.78 \frac{R_s}{R_m}) \Delta t_{es}$$

N:

$$\Delta t_{em} = 10 + 0$$

$$\Delta t_{es} = 10 + 0$$

$$R_s = 11$$

$$R_m = 15$$

$$\Delta t_e = 0.78 \frac{11}{15} 10 + (1 - 0.78 \frac{11}{15}) 10$$

$$= 5.72 + 4.3 = 10.02$$

3:

(2)

$$\Delta t_{em}: 26 + 0$$

$$\Delta t_{es}: 10 + 0$$

$$R_s: 26$$

$$R_m: 69$$

$$\begin{aligned} \Delta t_e &= 0.78 \frac{26}{69} 26 + (1 - 0.78 \frac{26}{69}) \times 10 \\ &= 7.64 + 7.1 = 14.74 \end{aligned}$$

E:

$$\Delta t_{em} = 12 + 0$$

$$\Delta t_{es} = 10 + 0$$

$$R_s = 165$$

$$R_m = 164$$

$$\begin{aligned} \Delta t_e &= 0.78 \frac{165}{164} 12 + (1 - 0.78 \frac{165}{164}) \times 10 \\ &= 9.42 + 2.2 = 11.62 \end{aligned}$$

W:

$$\Delta t_{em} = 26 + 0$$

$$\Delta t_{es} = 10 + 0$$

$$R_s = 165$$

$$R_m = 164$$

$$\begin{aligned} \Delta t_e &= 0.78 \frac{165}{164} 26 + (1 - 0.78 \frac{165}{164}) \times 10 \\ &= 20.4 + 2.2 \\ &= 22.6 \end{aligned}$$

NE:

$$\Delta t_{em} = 12 + 0$$

$$\Delta t_{es} = 10 + 0$$

$$R_s = 118$$

$$R_m = 127$$

$$\begin{aligned} \Delta t_e &= 0.78 \frac{118}{127} 12 + (1 - 0.78 \frac{118}{127}) \times 10 \\ &= 8.75 + 2.8 = 11.55 \end{aligned}$$

SE:

$$\Delta t_{em} = 18 + 0$$

$$\Delta t_{es} = 10 + 0$$

$$R_s = 113$$

$$R_m = 125$$

$$\begin{aligned} \Delta t_e &= 0.78 \frac{113}{125} 18 + (1 - 0.78 \frac{113}{125}) \times 10 \\ &= 12.69 + 2.9 = 15.59 \end{aligned}$$

NW:

(3)

$$\Delta t_{em} = 12 + 0$$

$$\Delta t_{es} = 10 + 0$$

$$R_s = 118$$

$$R_m = 127$$

$$\Delta t_e = 0.78 \frac{118}{127} 12 + \left(1 - 0.78 \frac{118}{127}\right) \times 10$$

$$= 8.7 + 2.8 = 11.5$$

SW:

$$\Delta t_{em} = 32 + 0$$

$$\Delta t_{es} = 10 + 0$$

$$R_s = 113$$

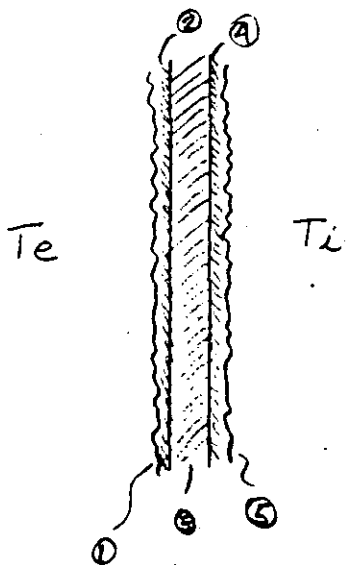
$$R_m = 125$$

$$\Delta t_e = 0.78 \frac{113}{125} 32 + \left(1 - 0.78 \frac{113}{125}\right) \times 10$$

$$= 22.56 + 2.9 = 25.46$$

Cálculo de "U"

Muros



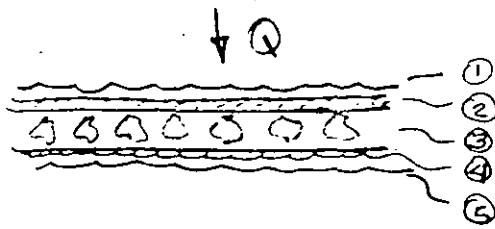
① Película aire exterior	=	0.25
② acabado exterior	=	0.10
sand aggregate		
③ Ladrillo común	=	0.80
④ aplanado yeso	=	0.32
⑤ Película aire interior	=	0.68
		<hr/>
		2.15

$$U = \frac{1}{\sum R} = \frac{1}{2.15} = 0.47$$

Cálculo U

Plafón Entrepiso

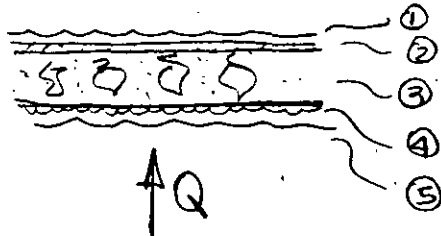
(4)



① Película aire interior :	0.92
② Alfombra .	1.23
③ Concreto	1.60
④ Aplanado yeso	0.08
⑤ Películas Aire Interior	<u>0.92</u>
	4.75

$$U = \frac{1}{\sum R} = \frac{1}{4.75} = 0.21$$

Piso Interior

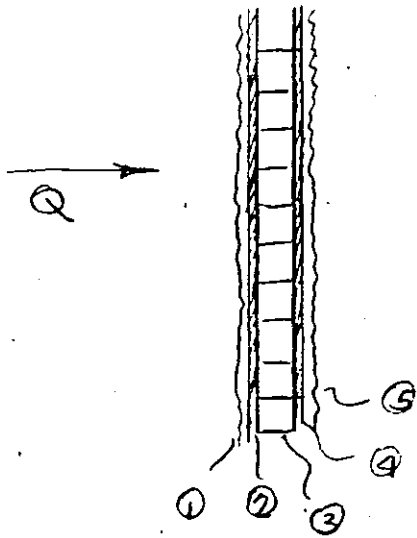


① Película aire interior	= 0.61
② Aplanado yeso	= 0.08
③ Concreto	= 1.60
④ Alfombra	= 1.23
⑤ Películas aire interior	= <u>0.61</u>
	4.13

$$U = \frac{1}{\sum R} = \frac{1}{4.13} = 0.24$$

Muro Interior

5



① Películas aire interior	=	0.68
② Aplanado yeso	=	0.08
③ Ladrillo común	=	0.80
④ Aplanado yeso	=	0.08
⑤ Películas aire exterior	=	0.68
		<hr/>
		2.32

$$U = \frac{1}{2.32} = 0.43$$

SHEET A.A. DATE 11-III-85
 PREPARED BY A. Barajas
 NAME OF JOB González Vilchis
 LOCATION Cd. Satélite Edo. Mex.

Modulo NE.

OFFICE C.A. Ingenieros
 PROP NO _____ JOB NO _____

APPROVED _____

SPACE USED FOR Oficina
 SIZE 12 x 8 96 SQ FT x 8 768 CU FT

ESTIMATE FOR Aug. 24 LOCAL TIME 11 hs. LOCAL SUN TIME _____
 PEAK LOAD _____ LOCAL SUN TIME _____

ITEM	AREA OR QUANTITY	SUN GAIN OR TEMP DIFF	FACTOR	BTU/HOUR
------	------------------	-----------------------	--------	----------

EQUIPMENT OPERATION	REQUIREMENT
---------------------	-------------

SOLAR GAIN - GLASS				
NE GLASS	<u>64</u>	SO FT X <u>0.59</u> X <u>0.8</u>	X <u>44.16</u>	<u>1</u> <u>978</u>
GLASS		SO FT X _____ X _____	X _____	
GLASS		SO FT X _____ X _____	X _____	
GLASS		SO FT X _____ X _____	X _____	
SKYLIGHT		SO FT X _____ X _____	X _____	

CONDITIONS	DB	WB	SRH	DP	GR/LB
OUTDOOR (OAI)	<u>82.1</u>	<u>60.6</u>		<u>50</u>	<u>70</u>
ROOM (RMI)	<u>75</u>		<u>50</u>		<u>86</u>
DIFFERENCE	<u>7.1</u>	XXX	XXX	XXX	<u>-16</u>

SOLAR & TRANS. GAIN - WALLS & ROOF				
WALL		SO FT X _____ X _____	X _____	
WALL		SO FT X _____ X _____	X _____	
WALL		SO FT X _____ X _____	X _____	
WALL		SO FT X _____ X _____	X _____	
ROOF SUN		SO FT X _____ X _____	X _____	
ROOF SHADED		SO FT X _____ X _____	X _____	

Ventilation		OUTDOOR AIR	
PEOPLE X _____	CFM PERSON _____		
SOFT X _____	CFM SQ FT _____		
CFM VENTILATION _____			
Infiltration		APPARATUS DEWPOINT & DEHUMIDIFIED AIR QUANTITY	
SWINGING, REVOLVING DOORS	PEOPLE X _____	CFM PERSON _____	
OPEN DOORS	DOORS X _____	CFM DOOR _____	
EXHAUST FAN			
CRACK	FEET X _____	CFM FT _____	
CFM OUTDOOR AIR THRU APPARATUS _____			

TRANS. GAIN - EXCEPT WALLS & ROOF				
ALL GLASS	<u>64</u>	SO FT X <u>7.1</u> X <u>1.13</u>		<u>573</u>
PARTITION		SO FT X _____ X _____	X _____	
CEILING	<u>c</u>	SO FT X _____ X _____	X _____	
FLOOR	<u>96</u>	SO FT X <u>15</u> X <u>0.2H</u>		<u>346</u>
INFILTRATION		CFM X _____ X _____	X _____	

ESHF		APPARATUS DEWPOINT & DEHUMIDIFIED AIR QUANTITY	
EFFECTIVE SENSIBLE HEAT FACTOR	<u>4107</u>	ERSH ERSH	<u>0.91</u>
INDICATED ADP	<u>54</u>	SELECTED ADP	<u>51.32</u>
DEHUM. RISE	<u>0.17</u> BF X <u>75</u>	TAIR	<u>51.32</u> <u>19.65</u>
DEHUM. CFM	<u>4107</u>	ERSH	<u>271</u>
	<u>0.77</u> X <u>19.65</u>	DEHUM RISE	

INTERNAL HEAT				
PEOPLE	<u>2</u>	X _____	X <u>245</u>	<u>490</u>
POWER	<u>1/2</u> X <u>96</u>	HP OR KW X _____	X <u>3.4</u>	<u>163</u>
LIGHTS	<u>96</u>	WATTS X _____	X <u>1.25</u> <u>34</u>	<u>408</u>
APPLIANCES, ETC.		X _____	X _____	
ADDITIONAL HEAT GAINS		X _____	X _____	

Supply Air Quantity		RESULTING ENT & LVG CONDITIONS AT APPARATUS	
Outer Temp. Diff.	100 X _____	CFM OA	X <u>10A</u> _____
Supply CFM	100 X _____	CFM	X <u>10A</u> _____
Bypass CFM	CFM SA _____	CFM OA	_____

SUB TOTAL				
STORAGE		SO FT X _____ X _____	X _____	
SUB TOTAL				<u>3898</u>
SAFETY FACTOR <u>5</u>				
ROOM SENSIBLE HEAT (RSH)				<u>4093</u>
SUPPLY DUCT HEAT GAIN	SUPPLY DUCT LEAK LOSS	FAN HP		
OUTDOOR AIR	<u>15</u> CFM X <u>7.1</u> F X <u>0.17</u> BF X <u>0.77</u>			<u>14</u>
EFFECTIVE ROOM SENSIBLE HEAT (ERSH)				<u>4107</u>

LATENT HEAT				
INFILTRATION	CFM X _____	GR/LB X <u>0.68</u>		
PEOPLE	<u>2</u>	X _____	X <u>205</u>	<u>410</u>
STEAM	LB/HR X <u>1050</u>			
APPLIANCES, ETC.				
ADDITIONAL HEAT GAINS				
VAPOR TRANS.	SO FT X <u>1/100</u> X _____	GR/LB X _____		
SUB TOTAL				<u>410</u>

NOTE: THIS IS A PRELIMINARY SUPPLY CFM FOR DESIRED DIFFERENCE BY SUPPLY AIR QUANTITY FORMULA.

ROOM LATENT HEAT (RLH)				
SUPPLY DUCT LEAKAGE LOSS				
OUTDOOR AIR	CFM X _____	GR/LB	BF X <u>0.68</u>	
EFFECTIVE ROOM LATENT HEAT (ERLH)				<u>430</u>
EFFECTIVE ROOM TOTAL HEAT (ERTH)				<u>4537</u>

NOTE: WHEN BYPASSING A MIXTURE OF OUTDOOR AND RETURN AIR, USE SUPPLY CFM WITH BYPASSING RETURN AIR ONLY. USE DEHUMIDIFIED AIR.

OUTDOOR AIR HEAT				
SENSIBLE	<u>15</u> CFM X <u>7.1</u> F X <u>1.017</u> BF X <u>0.77</u>			<u>68</u>
LATENT	CFM X _____	GR/LB X <u>1.0</u>	BF X <u>0.68</u>	
RETURN DUCT HEAT GAIN	ERSH	RETURN DUCT LEAKAGE GAIN	ERSH	
RETURN AIR OR BLOW THRU FAN		HP X <u>2.44</u>		
GRAND TOTAL HEAT (GTH) OR DEHUMIDIFIER LOAD				<u>4605</u>

$$\frac{271 \text{ CFM}}{96 \text{ pie}^2} = 2.82 \frac{\text{CFM}}{\text{pie}^2}$$

SHEET A. A. DATE 11-III-85
 PREPARED BY A. Barajas
 NAME OF JOB Gonzalez Vilchis
Cd. Satelute, Edo. Mex

Modulo SW. OFFICE C. A. Ingoieros
 PROJ NO _____ ASS NO _____
 APPROVED _____

USE USED FOR Oficinas
 SIZE 12 x 8 96 SQ FT X 8 768 CU FT

ESTIMATE FOR August 24 LOCAL TIME SUN TIME _____ PEAK LOAD 16 hs. LOCAL TIME SUN TIME _____

ITEM	AREA OR QUANTITY	SUN GAIN OR TEMP. DIFF.	FACTOR	BTU/HOUR
SOLAR GAIN - GLASS				
SW GLASS	<u>64</u>	SO FT X <u>0.56</u> X <u>0.8</u>	X <u>98.26</u>	<u>4 402</u>
GLASS		SO FT X	X	
GLASS		SO FT X	X	
GLASS		SO FT X	X	
SKYLIGHT		SO FT X	X	
SOLAR & TRANS. GAIN - WALLS & ROOF				
WALL		SO FT X	X	
WALL		SO FT X	X	
WALL		SO FT X	X	
WALL		SO FT X	X	
ROOF - SUN		SO FT X	X	
ROOF - SHADED		SO FT X	X	
TRANS. GAIN - EXCEPT WALLS & ROOF				
ALL GLASS	<u>64</u>	SO FT X <u>13.6</u>	X <u>113</u>	<u>984</u>
PARTITION		SO FT X	X	
CEILING		SO FT X	X	
FLOOR	<u>96</u>	SO FT X <u>15</u>	X <u>0.24</u>	<u>346</u>
INFILTRATION		CFM X	X <u>1.09</u>	
INTERNAL HEAT				
PEOPLE	<u>2</u>		X <u>245</u>	<u>490</u>
PC'S	<u>1/2 x 96</u>		HP OR KW X <u>3.4</u>	<u>163</u>
	<u>96</u>		WATTS X <u>1.25</u> <u>34</u>	<u>408</u>
APPLIANCES, ETC.			X	
ADDITIONAL HEAT GAINS			X	
SUB TOTAL				
STORAGE		SO FT X	X <u>1</u>	
SUB TOTAL				
SAFETY FACTOR <u>5</u>				
ROOM SENSIBLE HEAT (RSH) ■				
<u>7 133</u>				
SUPPLY DUCT HEAT GAIN		SUPPLY DUCT LEAK LOSS	FAN HP	<u>77</u>
OUTDOOR AIR	<u>15</u>	CFM X <u>13.6</u>	F X <u>0.17</u> BF X <u>4.09</u>	<u>27</u>
EFFECTIVE ROOM SENSIBLE HEAT (ERSH) ■				
<u>7 160</u>				
LATENT HEAT				
INFILTRATION		CFM X	GR/LB X <u>0.66</u>	
PEOPLE	<u>2</u>	X	<u>205</u>	<u>410</u>
STEAM		LB/HR X <u>10.5</u>		
APPLIANCES, ETC.				
ADDITIONAL HEAT GAINS				
VAPOR TRANS.		SO FT X <u>1/100</u>	GR/LB X	
SUB TOTAL				
<u>410</u>				
ROOM LATENT HEAT (RLH) ■				
<u>430</u>				
SUPPLY DUCT LEAKAGE LOSS				
OUTDOOR AIR		CFM X	GR/LB BF X <u>0.66</u>	
EFFECTIVE ROOM LATENT HEAT (ERLH) ■				
<u>430</u>				
EFFECTIVE ROOM TOTAL HEAT (ERTH) ■				
<u>7 590</u>				
OUTDOOR AIR HEAT				
SENSIBLE	<u>15</u>	CFM X <u>13.6</u>	F X <u>0.17</u> BF X <u>4.09</u>	<u>130</u>
		CFM X	GR/LB X <u>11</u> BF X <u>0.66</u>	
SUPPLY DUCT HEAT GAIN		RSRH	RETURN DUCT LEAKAGE GAIN	RSRH
RETURN AIR OR BLOW THROUGH FAN			HP X <u>2.64</u>	
GRAND TOTAL HEAT (GTH) OR DEHUMIDIFIED AIR LOAD ■				
<u>7 720</u>				
PUMP HP		PIPEING	WAT GAIN	WGTM
REFRIGERATION LOAD ■				

EQUIPMENT OPERATION	DB	WB	RAH	DP	GR/LB
CONDITIONS					
OUTDOOR (OAI)					
ROOM (RMI)					
DIFFERENCE		XXX	XXX	XXX	

VENTILATION	PEOPLE	CFM PER PERSON	SOFT	CFM SOFT	CFM VENTILATION
VENTILATION					
SWINGING, REVOLVING DOORS	PEOPLE X	CFM PER PERSON			
OPEN DOORS	DOORS X	CFM DOOR			
EXHAUST FAN					
CRACK	FEET X	CFM FT			
CFM INFILTRATION ■					
CFM OUTDOOR AIR THROUGH APPARATUS ■					

APPARATUS DEWPOINT & DEHUMIDIFIED AIR QUANTITY	ERSH	ERLH	ERSH	ERLH
EFFECTIVE SENSIBLE HEAT FACTOR	<u>7160</u>	<u>0.94</u>		
HEAT FACTOR	<u>7590</u>	<u>Correc. 0.0</u>		
INDICATED ADP	<u>54.45</u>	SELECTED ADP	<u>59.32</u>	
(1 - <u>0.17</u> BF) X (TRM <u>75</u>)		(1 - <u>0.17</u>) X (TRM <u>5132</u>)	<u>19.6</u>	
DETERM. Rise	<u>7160</u>	ERSH	<u>473</u>	
DETERM. CFM	<u>0.77</u>	DETERM. RISE	<u>19.65</u>	

SUPPLY AIR QUANTITY	RSH	FORM-OUTLET	CFM SA	CFM OA	CFM RA
OUTLET Temp. Diff.	<u>1.09</u>				
SUPPLY CFM	<u>1.09</u>	DESIRED DIFF			
BYPASS CFM		CFM SA		CFM OA	CFM RA

RESULTING ENT & LVG CONDITIONS AT APPARATUS	TRM	CFM OA	CFM RA	CFM	TRM	CFM	TRM	CFM
TRM								
TADP								
FROM PSYCH CHART	TEMP							

NOTES

$$\frac{473 \text{ cfm}}{96 \text{ ps}^2} = 4.93 \frac{\text{cfm}}{\text{ps}^2}$$

(2)

SHEET AA DATE 11-III-85
 PREPARED BY A. Barajas
 NAME OF JOB Gonzalez Vilchis
 LOCATION cd. Satellite Edo. Mex.

Módulo Interno

OFFICE C.A. Ingenieros
 PROP. NO. _____ JOB NO. _____
 APPROVED _____

SPACE USED FOR Oficinas
 SIZE 12 x 8 = 96 SQ FT x 8 = 768 CU FT

ITEM	AREA OR QUANTITY	SUN GAIN OR TEMP DIFF	FACTOR	BTU/HOUR
SOLAR GAIN - GLASS				
GLASS	SOFT X	X		
GLASS	SOFT X	X		
GLASS	SOFT X	X		
GLASS	SOFT X	X		
SKYLIGHT	SOFT X	X		
SOLAR & TRANS. GAIN - WALLS & ROOF				
WALL	SOFT X	X		
WALL	SOFT X	X		
WALL	SOFT X	X		
WALL	SOFT X	X		
ROOF - SUN	SOFT X	X		
ROOF - SHADED	SOFT X	X		
TRANS. GAIN - EXCEPT WALLS & ROOF				
ALL GLASS	SOFT X	X		
PARTITION	SOFT X	X		
CEILING	SOFT X	X		
FLOOR	<u>96</u> SOFT X	<u>15</u> X	<u>0.124</u>	<u>346</u>
INFILTRATION	CFM X	X	<u>1.00</u>	
INTERNAL HEAT				
PEOPLE	<u>2</u> X	X	<u>245</u>	<u>490</u>
POWER	<u>1/2</u> X <u>96</u>	HP OR KW X	<u>3.4</u>	<u>163</u>
LIGHTS	<u>96</u>	WATTS X	<u>1,250.4</u>	<u>408</u>
APPLIANCES ETC.		X		
ADDITIONAL HEAT GAINS		X		
SUB TOTAL				
STORAGE	SOFT X	X		
SUB TOTAL				<u>1,407</u>
SAFETY FACTOR <u>5</u>				
ROOM SENSIBLE HEAT (RSH) ■				<u>1,477</u>
SUPPLY DUCT HEAT GAIN	SUPPLY DUCT LEAK LOSS	FAN HP.	<u>0.77</u>	
OUTDOOR AIR	<u>15</u> CFM X	<u>13.6</u> F X	<u>0.17</u> BF X	<u>29</u>
EFFECTIVE ROOM SENSIBLE HEAT (ERSH) ■				<u>1,504</u>
LATENT HEAT				
INFILTRATION	CFM X	GR/LB X	<u>0.68</u>	
PEOPLE	<u>2</u> X	<u>205</u>		<u>410</u>
STEAM	LB/HR X	<u>1050</u>		
APPLIANCES, ETC.				
ADDITIONAL HEAT GAINS				
VAPOR TRANS.	SOFT X 1/100 X	GR/LB X		
SUB TOTAL				<u>410</u>
SAFETY FACTOR <u>5</u>				
ROOM LATENT HEAT (RLH) ■				<u>430</u>
SUPPLY DUCT LEAKAGE LOSS				
OUTDOOR AIR	CFM X	GR/LB	BF X	<u>430</u>
EFFECTIVE ROOM LATENT HEAT (ERLH) ■				<u>430</u>
EFFECTIVE ROOM TOTAL HEAT (ERTH) ■				<u>1,934</u>
OUTDOOR AIR HEAT				
SENSIBLE	<u>15</u> CFM X	<u>13.6</u> F X	<u>0.17</u> BF X	<u>130</u>
LATENT	CFM X	GR/LB X	BF X	
RETURN DUCT HEAT GAIN	RSH ■	RETURN DUCT LEAKAGE GAIN	RSH ■	
RETURN AIR OR BLOW THRU FAN		HP X	<u>25.0</u>	
GRAND TOTAL HEAT (GTH) OR DEHUMIDIFIER LOAD ■				<u>2,064</u>
PIPE HEAT GAIN	PIPE ■	PIPE ■	PIPE ■	
INFILTRATION ■				

ESTIMATE FOR	LOCAL TIME SUN TIME	PEAK (LOAD)	LOCAL SUN TIME
EQUIPMENT OPERATION			
CONDITIONS	DB	WB	GRH
OUTDOOR (OAT)			
ROOM (RM)			
DIFFERENCE	XXX	XXX	XXX

VENTILATION	PEOPLE X	CFM PER PERSON
OUTDOOR AIR		
SOFT X		
CFM VENTILATION ■		
SWINGING, REVOLVING DOORS	PEOPLE X	CFM PER PERSON
OPEN DOORS	DOORS X	CFM DOOR
EXHAUST FAN		
CRACK	FEET X	CFM FT
CFM INFILTRATION ■		
CFM OUTDOOR AIR THRU APPARATUS ■		

APPARATUS DEWPOINT & DEHUMIDIFIED AIR QUANTITY		
ESHF	EFFECTIVE SENSIBLE HEAT FACTOR	ERSH EARTH
	<u>1504</u>	<u>0.78</u>
	<u>1934</u>	<u>Correg: 0.82</u>
ADP	INDICATED ADP	SELECTED ADP
	<u>51.32</u>	<u>51.32</u>
Delum. Rise	<u>0.17</u> BF X	<u>75</u> F
Dehum. Cfm	<u>1504</u>	ERSH
	<u>0.77</u> X	<u>19.65</u> DEHUM RISE
		<u>99.4</u>

SUPPLY AIR QUANTITY		
Outdoor Temp. Diff.	RSH	CFM OA
Supply Cfm	RSH	DESIRED DIFF
Bypass Cfm	CFM SA	CFM OA

RESULTING ENT & LVG CONDITIONS AT APPARATUS			
TRM	CFM OA	X	ITOA
TADP	BF X	ITEDH	F - TADP
FROM PSYCH CHART: TWRB, F, TWRB			
WHEN BYPASSING A MIXTURE OF OUTDOOR AND RETURN AIR, USE SUPPLY CURVE. WHEN BYPASSING RETURN AIR ONLY, USE DEWPOINT RETURN CURVE.			

NOTES

$$\frac{99.4 \text{ cfm}}{96 \text{ pie}^2} = 1.04 \frac{\text{cfm}}{\text{pie}^2}$$

SHEET 1.1 DATE 2 Mar 20 1985
PREPARED BY A. Barajas
NAME OF JOB Gonzalez Vilchis
LOCATION Cd. Satelite Edo de Mex.

Carga Bloque 16 hs.
3er Piso

OFFICE _____
PHONE NO. _____
APPROVED _____

USE USED FOR Oficinas
AREA X 4530 SOFT X 8
VOLUME 36240 CUFT

ESTIMATE FOR August 24 LOCAL TIME SUN TIME PEAK LOAD 16 hs. LOCAL SUN TH

EQUIPMENT OPERATION HOURLY LOAD

Table with columns: ITEM, AREA OR QUANTITY, SUN GAIN OR TEMP DIFF., FACTOR, BTU/HOUR. Rows include NE GLASS, E GLASS, S GLASS, SW GLASS, SKYLIGHT.

Table with columns: CONDITIONS, DB, WB, SHI, DP, GR. Rows include OUTDOOR DB, ROOM DB, DIFFERENCE.

Table with columns: ITEM, AREA OR QUANTITY, SUN GAIN OR TEMP DIFF., FACTOR, BTU/HOUR. Rows include NE WALL, SW WALL, W WALL, NW WALL, ROOF SUN, ROOF SHADED.

Table with columns: VENTILATION, PEOPLE, CFM PER PERSON, SOFT, CFM SOFT, CFM VENTILATION. Rows include SWINGING, REVOLVING DOORS, OPEN DOORS, EXHAUST FAN, CRACK.

Table with columns: ITEM, AREA OR QUANTITY, SUN GAIN OR TEMP DIFF., FACTOR, BTU/HOUR. Rows include TRANS. GAIN - EXCEPT WALLS & ROOF: ALL GLASS, PARTITION, CEILING, FLOOR, INFILTRATION.

Table with columns: APPARATUS DEWPOINT & DEHUMIDIFIED AIR QUANTITY: EFFECTIVE SENSIBLE HEAT FACTOR, INDICATED ADP, F, SELECTED ADP.

Table with columns: ITEM, AREA OR QUANTITY, SUN GAIN OR TEMP DIFF., FACTOR, BTU/HOUR. Rows include INTERNAL HEAT: PEOPLE, POWER, WATTS, NCES ETC.

Table with columns: SUPPLY AIR QUANTITY: RSH, CFM OA, RSH, CFM OA, DESIRED DIFF.

Table with columns: ITEM, AREA OR QUANTITY, SUN GAIN OR TEMP DIFF., FACTOR, BTU/HOUR. Rows include STORAGE, SAFETY FACTOR, ROOM SENSIBLE HEAT (RSR), SUPPLY DUCT HEAT GAIN.

Table with columns: RESULTING ENT & LVG CONDITIONS AT APPARATUS: CFM OA, CFM, T RM, T OA, T RM, T OA.

Table with columns: ITEM, AREA OR QUANTITY, SUN GAIN OR TEMP DIFF., FACTOR, BTU/HOUR. Rows include LATENT HEAT: INFILTRATION, PEOPLE, STEAM, APPLIANCES, ETC.

NOTES

Table with columns: ITEM, AREA OR QUANTITY, SUN GAIN OR TEMP DIFF., FACTOR, BTU/HOUR. Rows include VAPOR TRANS, SAFETY FACTOR, ROOM LATENT HEAT (RLH), SUPPLY DUCT LEAKAGE LOSS.

Table with columns: ITEM, AREA OR QUANTITY, SUN GAIN OR TEMP DIFF., FACTOR, BTU/HOUR. Rows include OUTDOOR AIR HEAT: SENSIBLE, LATENT, RETURN AIR HEAT, GRAND TOTAL HEAT (GTH), PIPING HEAT GAIN.

WHEN BYPASSING A MIXTURE OF OUTDOOR AND RETURN AIR, THE SUPPLY AIR TEMPERATURE SHALL BE DETERMINED BY THE FOLLOWING EQUATION:
WHEN BYPASSING RETURN AIR ONLY, USE THE FOLLOWING EQUATION:

SHEET A.A. DATE 8 Marzo 1985
 PREPARED BY A. Barajas
 NAME OF JOB Gonzalez Vilchus
 LOCATION Ed. Satellite, Edo. de Mex.

Carga Bloque
16 hs.
4º Piso.

OFFICE C.A. Ingenieros
 PROP NO _____ JOB NO _____
 APPROVED _____

SPACE USED FOR Oficinas
 SIZE 4938 SQ FT X 8 X 39504 CU FT

ESTIMATE FOR August 24 LOCAL TIME SUN TIME PEAK LOAD 16 hs LOCAL TIME SUN TIME

ITEM	AREA OR QUANTITY	SUN GAIN OR TEMP. DIFF.	FACTOR	BTU/HOUR
------	------------------	-------------------------	--------	----------

CONDITIONS	DB	WB	SRH	DP	GHEP
------------	----	----	-----	----	------

SOLAR GAIN - GLASS

NE GLASS	320	SOFT X	X 18.18	5	818
E GLASS	128	SOFT X	X 27.24	3	487
S GLASS	128	SOFT X	X 17.46	2	235
SW GLASS	416	SOFT X	X 98.26	40	876
SKYLIGHT		SOFT X	X		

EQUIPMENT OPERATION	HOURS/DAY
OUTDOOR (OAT)	88.6
ROOM (RMI)	75
DIFFERENCE	13.6

SOLAR & TRANS. GAIN - WALLS & ROOF

NE WALL	192	SOFT X	11.55 X 0.47	1	042
SW WALL	192	SOFT X	25.46 X 0.47	2	298
W WALL	72	SOFT X	22.6 X 0.47		765
NW WALL	240	SOFT X	11.5 X 0.47	1	297
ROOF SUN		SOFT X	X		
ROOF SHADED		SOFT X	X		

OUTDOOR AIR

PEOPLE X	CFM PER PERSON
SO FT X	CFM SQ FT
	CFM VENTILATION

TRANS. GAIN - EXCEPT WALLS & ROOF

ALL GLASS	992	SOFT X	13.6 X 1.13	15	245
PARTITION	136	SOFT X	10 X 0.43	2	030
CEILING	4938	SOFT X	15 X 0.21	15	555
FLOOR		SOFT X	X		
INFILTRATION		CFM X	X 1.04		

Intil-tration

SWINGING, REVOLVING DOORS	PEOPLE X	CFM PER PERSON
OPEN DOORS	DOORS X	CFM DOOR
EXHAUST FAN		
CRACK	FEET X	CFM FT
		CFM INFILTRATION
		CFM OUTDOOR AIR THRU APPARATUS

INTERNAL HEAT

PEOPLE	40	X	245	9	800
POWER	1/2 x 4938	HP OR KW X	3.4	8	395
LIGHTS	4938	WATTS X	1.25 X 3.4	20	987
APPLIANCES ETC		X			
ADDITIONAL HEAT GAINS		X			

APPARATUS DEWPOINT & DEHUMIDIFIED AIR QUANTITY

ESHF	EFFECTIVE SENSIBLE HEAT FACTOR	ERSH	ERSH
ADP	INDICATED ADP	F	SELECTED ADP
Dehum. Rise	100 X	DEHUM. RISE	CFM
Dehum. Cfm	100 X	DEHUM. RISE	CFM

SUB TOTAL

STORAGE	SO FT X	X ()		
SUB TOTAL				129	830
SAFETY FACTOR				5	%
ROOM SENSIBLE HEAT (RSH)				136	321
SUPPLY DUCT HEAT GAIN	SUPPLY DUCT LEAK LOSS	FAN HP	0.77		
OUTDOOR AIR	660 CFM X	13.6 F X (1.17) HP X 1.04		1	175
EFFECTIVE ROOM SENSIBLE HEAT (ERSH)				137	497

SUPPLY AIR QUANTITY

Outdoor Temp. Diff.	100 X	RSH	CFM DA
Supply Cfm	100 X	RSH	CFM DA
Bypass Cfm		CFM SA	CFM DA

LATENT HEAT

INFILTRATION	CFM X	GR/LB X 0.68			
PEOPLE	40	X	205	8	200
STEAM	LB/HR X 1050				
APPLIANCES ETC					
ADDITIONAL HEAT GAINS					
VAPOR TRANS	SO FT X 1/100 X	GR/LB X			
SUB TOTAL				8	200
SAFETY FACTOR				5	%
ROOM LATENT HEAT (RLM)				8	610

RESULTING ENT & LVG CONDITIONS AT APPARATUS

THM	F	CFM OA	X (T _{OA})	F	THM	F	T _{DB}
T _{ADP}	F	BF X (T _{EOB})	F	T _{ADP}	F	T _{LOB}	
FROM PSYCH CHART T _{WB} F T _{LWB} F							

OUTDOOR AIR HEAT

SENSIBLE	660	CFM X	13.6 F X (1.17) HP X 1.04		177
LATENT		CFM X	GR/LB X (1.17) HP X 0.68		
RETURN DUCT HEAT GAIN		RSRSH	RETURN DUCT LEAKAGE GAIN	RSRSH	
RETURN AIR OR BLOW THRU FAN	10	HP X 2545		25	450
GRAND TOTAL HEAT (GTH) OR DEHUMIDIFIER LOAD				177	294
PUMP HP	SGTH	PIPING	HEAT GAIN	SGTH	
REGENERATION LOAD					

NOTES

IF THIS BT IS TO BE USED TO DETERMINE SUPPLY CFM FOR DESIRED DEW POINT AND SENSIBLE HEAT GAIN, USE SUPPLY CFM WHEN BYPASSING RETURN AIR ONLY, USE RETURN AIR WHEN BYPASSING RETURN AIR ONLY.

González Vilchis

Cálculo de la Bomba.

Longitud mayor de tubería : 376'

codos y accesorios 50%

188

$564' \times 7'/100' = 39.48'$

28
28
10
17
50
69
47
67
60

Válvulas 3 vías

15.00'

Enfriador

8.00'

Filtro

2.25'

Serpentín

6.5'

71.23'

10%

7.12

78.35'

Bomba para agua helada marca Pisca Superior,
para manejar 70 GPM contra 80' de carga. 1 1/4 x 1 1/2 x 7

- 344, 3 HP. 220 Volts, 3 fases, 60 ciclos 3500 RPM 205,876. -
- 15%

1/2 H.P.

Motobomba marca Evans. centrifuga horizontal
Mod. 1D25 1/4 HP. 3450

20308. - 15%

Proyecto González Vilchis

Sistema Fan and Coils.

Módulo NE.

Figuras: $\frac{271 \text{ cfm}}{96 \text{ pie}^2} = 2.82 \frac{\text{cfm}}{\text{pie}^2}$

$\frac{4605 \text{ Btu}}{\text{hr}} \div 96 \text{ pie}^2 = 48 \frac{\text{Btu}}{\text{hr pie}^2}$

Módulo SW.

Figuras.

$\frac{473 \text{ cfm}}{96 \text{ pie}^2} = 4.93 \frac{\text{cfm}}{\text{pie}^2}$

$\frac{7720 \text{ Btu/h}}{96 \text{ pie}^2} = 80.42 \frac{\text{Btu/h}}{\text{pie}^2}$

Módulo Central.

Figuras.

$\frac{99.4 \text{ cfm}}{96 \text{ pie}^2} = 1.04 \frac{\text{CFM}}{\text{Pie}^2}$

$\frac{2064 \text{ Btu/h}}{96 \text{ pie}^2} = 21.5 \frac{\text{Btu/h}}{\text{pie}^2}$

$\frac{42 \times 19}{2} = 399 \text{ pie}^2$

$399 \text{ pie}^2 \times 21.5 = 8579$

$8579 \div 2 \text{ Unid} = 4289 \frac{\text{Btu/h}}{\text{c/m}}$

Gonzalez Vilchis

$$- 8 \times 4,5 - 4 \times 3,5$$

$$A = 21,5 \times 10,5 + (10,5 \times 9) \div 2 + (22 \times 18) \div 2 - 8 \times 4,5 - 4 \times 3,5 =$$
$$= 226 + 47 + 198 - 36 - 14 = 421 \text{ m}^2 \times 10,76 = 4530 \text{ pie}^2$$

$$\text{Vidrio NE} : 12 + 14 + 14 = 40 \text{ pies} \times 8 = 320$$

$$\text{Vidrio E} : 16 \text{ pies} \times 8 = 128$$

$$\text{Vidrio S} = 16 \text{ pies} \times 8 = 128$$

$$\text{Vidrio SW} : 18 + 18 + 16 = 52 \text{ pie} \times 8 = 416$$

Muro :

$$\text{NE} = 24 \times 8 = 192$$

$$\text{SW} : 24 \times 8 = 192$$

$$\text{W} : 9 \times 8 = 72$$

$$\text{NW} = 30 \times 8 = 240$$

$$\text{Muro interior} : 24 + 35 = 59 \times 8 = 472 \text{ pie}^2$$

4° Piso :

$$A = 226 + 47 + 198 - 7 - 1,5 \times 3,5 - 2,7 \times 2,5 =$$

$$= 471 - 5,25 - 6,75 = 459 \times 10,76 = 4938 \text{ pie}^2$$

~~XXXXXXXXXX~~

México D.F

Latitud N. 19.5°

Daily Range: 20°F

A. S. N.M. 7350'

Día de Diseño Agosto 24, 11 hs.

Condiciones de Diseño.

Condiciones Exteriores	T _{bs} 82.1°F	T _{bh} 60.6°F	% H.R.	D.P.	E./lb.
Condiciones Interiores	75°F		50		86
Diferencia	7.1°F				-16

Radiación Solar 12 hs. de operación

NE: 118 x 1.17 x 1.05 x 1.12 x 0.34 x 0.8 = 44.16

E: 165 x 1.17 x 1.05 x 1.12 x 0.54 x 0.8 = 98.08

Cálculo de temperaturas Equivalentes.- 60 lb/pez

Fórmula: Δte = 0.78 (Rs/Rm) Δtem + (1 - 0.78 (Rs/Rm)) Δtes.

NE:

Δtem = 22 - 7 = 15

Δtes = -1 - 7 = -8

Rs = 118

Rm = 127

Δte = 0.78 (118/127) x 15 + (1 - 0.78 (118/127)) (-8) = 10.87 + (-2.24) = 8.63

E:

Δtem = 31 - 7 = 24

Δtes = -8

Rs = 165

Rm = 164

Δte = 0.78 (165/164) x 24 + (1 - 0.78 (165/164)) (-8) = 18.83 - 1.76 = 17.07

Selección de Equipo:

$$\begin{aligned} \text{Carga total de los dos niveles.} &= 177,111 + 177,294 = \\ &= 354,405 \frac{\text{Btu}}{\text{hr}} \approx 30 \text{ T.R.} \end{aligned}$$

Seleccionado enfriador de agua marca Carrier modelo 30GA040 capacidad a 90°F temperaturas entradas del aire al condensador, y 42°F temp. salidas del agua.
34 T.R.

Selección de unidades manejadora de aire para Tercer Piso.

$$\begin{aligned} \text{Carga total: } &177,111 \frac{\text{Btu}}{\text{hr}} \\ @ \text{FM} &= 7811 \end{aligned}$$

Seleccionada unidades multizona Recold MV140 FC

Dimensiones on planta: profundidad: $66\frac{1}{2}$ " ancho $94\frac{3}{4}$ "

$$\text{cooling coil face velocity: } 7811 \div 140 \text{ pie}^2 = 558$$

08040

Sweets Page = 133

Leaving Chilled Water Temp (LLWT).....	42.0 F
Chilled Water Temp Rise.....	19.0 F
Condenser Entering Air Temp. (CEAT).....	80.0 F
Cooler Fouling Factor.....	0.0005
Altitude of Site.....	7350 ft
Capacity.....	34.7 tons
Saturated Discharge Temp. (SDT).....	118.9 F
Compressor Power Input.....	39.9 Kw
Cooler Flow Rate.....	36.6 Gpm
Pressure Drop.....	10.5 ft



CONDICIONES GENERALES

A Definiciones de Términos.

A.1 El término PROPIETARIO que se usará en este caso se refiere a:.....

A.2 El término DIRECCION DE OBRA se aplicará en este caso a:.....

A.3 El término CONTRATISTA DE INSTALACIONES DE AIRE ACONDICIONADO SE REFIERE A:.....

DESCRIPCION DE LOS SISTEMAS.

El sistema de Acondicionamiento de aire, motivo de estas especificaciones, será instalado en el 3º y 4º Piso del edificio ubicado en las calles de Izaguirre N° 17 de Ciudad-Satélite, Edo. de México.

Básicamente, consistirá en lo siguiente:

En la azotea del cuarto de elevadores y cubo de la escalera, se instalará una unidad generadora de agua helada, la cual por medio de una bomba recirculadora de agua, proporcionará el agua helada necesaria a las diferentes unidades "Fan and Coil" que se instalarán en el 3º y 4º Piso.

El suministro de aire a los diferentes privados, será efectuado por medio de rejillas de inyección de doble deflexión, con control de volumen, las cuales serán conectadas a la unidad "Fan Coil" por medio de un cuello de lámina galvanizada.

El retorno del aire a las unidades "Fan Coil" se efectuará por medio de rejillas en el cajillo del falso plafond, que actuará como cámara plena.

Para proporcionar aire nuevo para ventilación, y debido a la dificultad en llevar un ducto hasta cada una de las unidades "Fan Coil", por medio de un ventilador, se tomará aire del exterior y a través de un ducto se descargará este aire a la cámara plena.

Para el control de la temperatura se utilizarán termostatos de cuarto con control de velocidad del abanico, con el objeto de que el usuario pueda elegir la temperatura y cantidad de aire que más le convenga.

En el tercer piso del edificio se instalará un sistema de extracción de aire para los sanitarios de Damas y Caballeros de nueva creación, debido a que no cuentan con ventilación natural.

P A R T E 1

1.- GENERALIDADES.

- 1.1. Las instalaciones de los sistemas de aire acondicionado de ventilación y de extracción, deberán sujetarse estrictamente a: A.- Los planos de proyecto, B.- Las especificaciones de obra, y C.- Las normas y recomendaciones de la Asociación Mexicana de Ingenieros de Calefacción, Refrigeración y Acondicionamiento de Aire y de la Asociación de Ingenieros en Calefacción, Refrigeración y Aire Acondicionado, de los E.U.A. (American Society of Heating, Refrigeration and Aire Conditioning - -- Engineers).
- 1.2. Los materiales y equipos deberán ser de primera calidad, de los tipos, números de catálogos y marcas aprobadas por la Dirección de la Obra y deberán estar aprobados por la Secretaría de Industria y Comercio, Dirección General de Normas.
- 1.3. La mano de obra será de primera calidad, hecha -- por personal competente calificado y con amplia experiencia en éste tipo de trabajos.
- 1.4. Los trabajos de las instalaciones deberán hacerse con herramientas apropiadas y no se admitirán los trabajos desarrollados con herramientas inadecuadas.
- 1.5. La posición exacta de las salidas de las rejillas, y de los equipos deberán fijarse en la obra de acuerdo con los planos de proyecto, las especificaciones respectivas y la Dirección de la Obra.
- 1.6. El transporte del personal, de los materiales y del equipo, la supervisión de los trabajos; el almacenaje de materiales, equipos y herramientas y su vigilancia; la limpieza de desperdicios, etc., forman parte de los trabajos correspondientes a las instalaciones.
- 1.7. Las estructuras, herrajes, colgantes, soportes, -

etc., necesarios para la instalación y montaje de los ductos, rejillas y equipos, serán suministrados e instalados por el Contratista de Aire Acondicionado.

- 1.8. Los trabajos de obra civil, albañilería, yeso, -- pintura, jardinería y/o decoración que son necesarios para la correcta ejecución de los trabajos, -- relativos a las instalaciones de los sistemas mecánicos, serán hechos por otros contratistas de acuerdo con la Dirección de la Obra, siempre y -- cuando estos trabajos sean programados con anticipación a la terminación de los trabajos respectivos de los otros contratistas, de otra forma, serán por cuenta del Contratista de Aire Acondicionado.
- 1.9. Todos los materiales y equipos deberán ser instalados de manera correcta y limpia. La instalación de cualquier material o equipo que no se sujete a las normas, reglamentos y/o especificaciones, puede ser condenado por la Dirección de la Obra y será removido y reinstalado y/o repuesto, sin costo adicional para el Propietario.
- 1.10. Cualquier cambio o modificación a las especificaciones y planos de proyecto, no podrá efectuarse sin autorización escrita de la Dirección de la -- Obra.
- 1.11. El contratista de Aire Acondicionado será responsable por el buen funcionamiento de todos y cada uno de los equipos e instalaciones realizadas por él. Además deberá percatarse y revisar el lugar -- de la obra así como sus últimos cambios de proyecto, medidas, etc., o cualquier dato requerido para la correcta ejecución de sus trabajos.

P A R T E 2

2.- COORDINACION, CONSTRUCCION Y APROBACIONES.

- 2.1. El sistema de trabajo, la programación respectiva y el desarrollo del mismo, durante la ejecución de la obra, será el aprobado por la Dirección de la Obra de acuerdo con el Contratista.
- 2.2. El Contratista deberá contar con un residente, el cual periódicamente y según se requiera visitará la obra con objeto de coordinar los trabajos de instalación de común acuerdo con la Dirección de Obra y el residente de construcciones.
- 2.3. El Contratista deberá presentar a la Dirección de la Obra para su aprobación, los planos de taller que sean necesarios para representar en vistas, de planta, alzados, perspectivas, diagramas isométricos, detalles, etc., en la forma más adecuada a los trabajos que así lo ameriten.
- 2.4. El Contratista elaborará y presentará a la Dirección de la Obra un programa de obra desglosado, en el cual muestra el tiempo de ejecución de sus trabajos coordinados con el avance de la obra.
- 2.5. Independientemente de los planos que el Contratista utilice para desarrollar su trabajo en la obra, mantendrá en la misma dos juegos de planos que irá actualizando conforme avance el trabajo, marcando en los mismos el avance de las instalaciones.

P A R T E 3

3.- ALCANCES.

- 3.1. El contratista ejecutará todas las instalaciones de los sistemas de acondicionamiento de aire de acuerdo a los planos y especificaciones del proyecto.
- 3.2. El trabajo cubierto por esta sección comprende el proporcionar todos los equipos, materiales, mano de obra, supervisión, accesorios y herramientas requeridas para llevar a cabo todas las operaciones conectadas con la instalación de los sistemas de aire acondicionado. El trabajo en lo general se incluye a proporcionar e instalar lo siguiente:
- a) Una unidad generadora de agua helada, marca -- CARRIER, modelo 30GA040-521, para operar a 220 v., 3 f. 60 cy.
 - b) Dos bombas para agua helada, marca PICSA "AURO RA", modelo 1 $\frac{1}{2}$ "x1 $\frac{1}{2}$ "x7-344 directamente acoplada a su respectivo motor de 3 H.P., características eléctricas: 220 v-3 fases, 60 cy.
 - c) Veinticuatro unidades climatizadoras tipo "Fan and Coil", marca "CARRIER" modelo 42HZ6 completas, con motor de 1/15 H.P., 115 v- 1 f/60 cy.
 - d) Ocho unidades climatizadoras tipo "Fan and -- Coil" marca "CARRIER" modelo 42HZ4 completas, con motor de 1/15 H.P., 115 v-1 f-60 cy.
 - e) Una unidad climatizadora tipo "Fan and Coil", - marca CARRIER, modelo 42HZ3 completas, con motor de 1/30 H.P., 115 v.-1 f-60 cy.
 - f) Tres unidades climatizadoras tipo "Fan and -- Coil", marca CARRIER, modelo 42HZ2 completa, con motor de 1/30 H.P., 115 v-1 f-60 cy.
 - g) Dos ventiladores centrífugos marca ARNEE, tipo aspas múltiples, modelo 20ESD, acoplado por -- transmisión de poleas y banda a motor eléctri-

P A R T E 5

5.- INSTALACIONES ELECTRICAS.

- 5.1. El contratista ejecutará las instalaciones eléctricas que se requieran para el buen funcionamiento de la instalación de aire acondicionado, a partir de las puntas terminales de los conductores que el contratista eléctrico dejará en el/o los tableros para los equipos de aire acondicionado.
- 5.2. El Contratista suministrará y conectará los equipos de control requeridos por los sistemas.
- 5.3. Los interruptores y arrancadores serán suministrados e instalados por el contratista.
- 5.4. Es obligación del Contratista asesorar o aclarar dudas al propietario o a la Dirección de la Obra sobre cualquier problema referente a la alimentación de corriente a los tableros y equipos.
- 5.5. Es obligación del Proprietario y de la Dirección de la Obra proveer corriente eléctrica de la debida capacidad y voltaje hasta los tableros eléctricos localizados en los cuartos de máquinas.

62

P A R T E 6

6.- CONDICIONES DE DISEÑO.

Condiciones de Diseño Exterior en Verano para la Ciudad de México, D. F.

32°C (89.6°F) bulbo Seco.

17°C (62.6°F) bulbo húmedo.

2,240 m. sobre el nivel del mar.

19° 30' latitud Norte.

Condiciones de Diseño Interior durante el Verano:

Promedio 23.8°C (75°F) Bulbo Seco.

Aproximadamente 45% Humedad Relativa.

●●

P A R T E 7

7.- PLANOS.

7.1. Los planos que se adjuntan y en seguida se detallan, forman parte de estas especificaciones y en los mismos están los detalles de los trabajos por ejecutar y se complementan entre sí especificaciones y planos.

<u>PLANO N°</u>	<u>CONCEPTO</u>
555	Tercer Piso, distribución de unidades -- Fan Coil, tuberías, rejillas de Inyección y retorno de aire, localización de termostatos.
555 A.	Cuarto Piso y Azotea. Distribución de -- unidades Fan Coil, tuberías, rejillas de Inyección y retorno de aire. Localización de termostatos. Localización de unidad generadora de agua helada, bombas, tablero y tanque de expansión.
555 B	Isométrico de tuberías, y detalles de -- instalación.
555 C	Diagrama eléctrico y de control.

ESPECIFICACIONES DE EQUIPOS Y MATERIALES.

- PARTE 1 -- DUCTOS
- PARTE 2 -- REJILLAS Y DIFUSORES
- PARTE 3 -- AISLAMIENTO DE DUCTOS Y TUBERIAS DE AGUA HELADA.
- PARTE 4 -- TUBERIAS DE AGUA HELADA
- PARTE 5 -- ELECTRICIDAD
- PARTE 6 -- UNIDADES FAN COIL
- PARTE 8 -- UNIDAD GENERADORA DE AGUA HELADA
- PARTE 9 -- CONTROLES
- PARTE 10 -- DATOS COMPLEMENTARIOS
- PARTE 11 -- EQUIPOS Y MATERIALES
- PARTE 12 -- GARANTIA

- - -

- - -

(29)

P A R T E 1

1.- DUCTOS.

- 1.1. Se deberán proporcionar e instalar todos los sistemas de ductos de inyección de aire, retorno y extracción de aire que aparecen en los planos. Estos serán de lámina nueva de acero galvanizado de la mejor calidad de los calibres que se mencionan a continuación:

DIMENSION MAYOR DEL DUCTO	CALIBRE DE LAMINA
Hasta 76 cms. (30")	# 24
De 77 a 138 cms. (31" a 54")	# 22
De 139 a 215 cms. (54" a 84")	# 20
De 216 cms. en adelante (85")	# 18.

- 1.2. La construcción de los ductos deberá ser de acuerdo con las normas estipuladas por la ASHRAE y AMI CA y en general según la tabla siguiente:

Ductos de 46 cms. o menores	Cañuela Plana.
Ductos de 47 a 91 cms.	Junta de plegado saliente de 2.54 cms. (1") con gancho deslizante cada 1.14 = centro a centro como máximo.
Ductos de 92 a 130 cms.	Junta de plegado saliente de 2.86 cms. (1 1/8") con refuerzo de solera de - - 2.54 x 0.3 cms., cada 1.14 mts. centro a centro como máximo.

P A R T E 2

2.- REJILLAS Y DIFUSORES.

2.1. Se deberán instalar de acuerdo con la localización de los planos y en los modelos indicados en los mismos:

Rejillas de inyección	Marca Titus mod. 272FS5.
Rejillas de retorno	Marca Titus mod. 4FLOG
difusores	Marca Titus mod. TDC-1, - control de volúmen modelo AG-95.

Las rejillas y difusores deberán ser marca TITUS, de diseño rectilíneo, de las capacidades que se indican en cada caso y construidas en tal forma que aseguran una distribución uniforme de aire en todos los espacios acondicionados, y usando un criterio de ruido máximo de NC-45.

La construcción de las rejillas y difusores serán de tal forma que eviten corrientes indeseables y estratificaciones en la atmósfera, de los locales, debiendo producir el efecto de aspiración suficiente para mezclar el aire suministrado con aproximadamente 30% de aire interior, en los elementos semicónicos de difusión.

2.2. La colocación de las rejillas y difusores deberá ser de forma armoniosa con los elementos que forman los plafones y lámparas.

2.3. Todas las rejillas y difusores deberán estar provistos con aditamentos reguladores de flujo y de control de volúmen.

2.4. Todas las rejillas y difusores deberán estar terminadas con pintura tropicalizada en color blanco estión.

31

Ante la imposibilidad de que los dibujos de localización de los difusores y rejillas concuerden exactamente con cuadros de plafon y lámparas de iluminación, SERA OBLIGATORIO al contratista estar en contacto y de acuerdo con el contratista de plafones e iluminación para coordinar la instalación correcta de los difusores y rejillas.

P A R T E 3

3.- AISLAMIENTO DE DUCTOS Y TUBERIAS.

- 3.1. Ductos Interiores: Los ductos de suministro de aire acondicionado instalados dentro del edificio se recubrirán con aislamiento térmico de fibra de vidrio de 25 mms. de espesor, revestido con una barrera de vapor similar al RF3075 de Vitro-Fibras, de 3/4 de libra/pie³ de densidad y acabado de papel kraft y aluminio de .0025" de espesor, adherido en fábrica por medio de una solución asfáltica, e irá pegado al ducto por medio de pegamento Pond's amarillo y sellado en sus traslapes con sellador Pondseal. Los ductos de aire recirculado se aislarán en la forma anteriormente descrita, solo cuando se especifique en planos.
- 3.2. Toda la tubería de agua helada se forraña con aislamiento a base de medias cañas de espuma de poliestireno expandida (frigolite) de una pulgada de espesor. El aislamiento se recubrirá además con una capa de aproximadamente 2 mm. (1/16") de espesor de H.I. MASTIC 9007 de Protexa acabado en foil de aluminio con papel Bond sellado en sus juntas con Pondseal. En los casos que el aislamiento vaya a la intemperie se protegerá además del recubrimiento con lámina de aluminio liso.

P A R T E 4

4.- TUBERIAS DE AGUA HELADA.

- 4.1. Deberán proveerse e instalarse según se encuentra indicado en planos el sistema de tuberías de agua helada. También se incluye la interconexión de esta tubería a cada uno de los equipos como pueden ser enfriadores, bombas y serpentines de unidades Fan-Coil.
- 4.2. Toda la tubería será de fierro negro, cédula 40 sin costura.
- 4.3. Las conexiones para diámetros de 2X pulgadas y menores serán roscadas.
- 4.4. Todas las derivaciones deberán hacerse con tees y reducciones de fábrica y por ningún concepto se permitirá la fabricación de estas partes en obra.
- 4.5. Juntas Enroscadas: Todas las juntas enroscadas hechas con cuerdas aguzadas y cortadas debidamente. Las juntas se apretarán utilizando aceite y grafito, aplicado solamente a las cuerdas de la tubería y no a las conexiones. Cuando las cuerdas sean cortadas en las tuberías, los extremos deberán ser limados cuidadosamente para eliminar asperezas. Antes de instalar la tubería que ha sido cortada y formada la cuerda, estos tubos deberán pararse y ser amartillados en los extremos para quitar todas las rebabas y material extraño.
- 4.6. Uniones: Provéanse e instálense uniones en los lugares apropiados para permitir el quitar la tubería y las varias partidas de equipos y maquinaria sin dañar otras partes de los sistemas. No se requerirán uniones en las líneas soldadas o líneas ensambladas, con conexiones para soldar, exceptuando las conexiones en las partidas de equipos, maquinaria y otras piezas especiales de aparatos. Las uniones en las líneas ferrosas de 2" de diámetro y más pequeñas serán uniones de fierro maleable para 300 libras, con asientos de latón o fierro y en las tuberías de 2X" y mas grandes, las -

uniones serán del tipo de brida con juntas pulidas y del mismo material y resistencia que el de las otras conexiones en esas líneas. Las uniones en las líneas de cobre de 2" y más pequeñas, serán de latón forjado o de cobre a cobre, del tipo rosca y en las líneas de 2½" de diámetro y más grandes, estas uniones serán de latón forjado del tipo brida. Las bridas acompañantes en las líneas donde conecten a varias partidas de equipos, máquinas y partes de aparatos, servirán como uniones para permitir el quitar esas partidas en particular.

- 4.7. Cedazos: Se instalarán cedazos en los lugares indicados. Estos cedazos serán SARCO tipo "Y" y de rosca para tuberías de 2" y más pequeñas y de brida para tuberías de 2½" y más grandes.
- 4.8. Válvulas: Provéanse e instálense todas las válvulas según lo indicado en los planos, especificados aquí mismo o necesarios para controlar el flujo de agua, etc., entrando y saliendo de las varias partes del sistema, piezas de maquinaria y equipo para segregar las varias partes de los sistemas individuales, etc.

En lo general las válvulas para agua deberán ser de los tipos correspondientes a la siguiente lista de válvulas, o igual, pero cuando sea necesario, debido a condiciones especiales o clases de trabajo, válvulas especiales deberán ser empleadas.

Válvulas de compuerta 2" y más pequeñas.	Walworth fig. 02
Válvulas de compuerta 2½" y más grandes	Stockham fig. G623
Válvulas de globo 2" y más pequeñas	Walworth fig. 58
Válvulas de globo 2½" y más grandes	Stockham fig. -- G-514
Válvula de aguja ½"	Walworth fig. 120

Válvula de retención 2" y más pequeñas.	Nibco fig. 85 N
Válvula de retención 2½" y más grande	Mysisa fig. 12S-MF DUO-Check
Válvula de bola 2" y más pequeña.	Walworth fig. -- 580
Válvula mariposa 2½" y más grande	Keystone fig. -- 100.

Se proveerán e instalarán válvulas especiales para los equipos según lo indicado en los dibujos y como se encuentra especificado aquí mismo y sea recomendado por el fabricante y se requiera para los equipos detallados, dibujos y para el funcionamiento correcto y control de las varias partes de la instalación.

Adonde se requieran válvulas de cuadro estas deberán ser generalmente de patrón tipo roscar NIBCO fig. 11 en las líneas de 2" y más pequeñas.

Deberán ser proveídos e instalados los grifos y válvulas para manómetros u otros grifos especiales según se indica en los dibujos, especificados aquí mismo o requeridos.

- 4.9. Ventilación para Aire: Provéanse e instálense ventilas automáticas para aire, marca SARCO N° 13W en todos los puntos más altos o en cualquier trampa en las líneas horizontales donde el aire podría acumularse en los sistemas de tuberías de agua helada y agua para el condensador. De la descarga en cada ventila, instálense una línea de tamaño completo para descargar a la vista sobre el drenaje.
- 4.10. Manómetros y Llaves para los mismos: Provéanse e instálense manómetros de 4½" de diámetros, marca METRON, en la entrada y salida de cada bomba para agua del condensador, agua caliente y helada. Los manómetros que se instalen en las líneas de descarga de las bombas deberán tener rango de 0 a --

150 libras psig., de presión y en la succión de -30 hasta 100 libras. Cada uno de estos manómetros deberá ser instalado con una válvula de aguja a su entrada.

Provéanse e instálense válvulas de aguja de 1/2" para recibir a los manómetros donde sea indicado.

Provéanse e instálense todos los demás manómetros especificados aquí mismo o en otra parte y/o requeridos para el balanceo adecuado, control y operación de las varias partes del sistema en cuestión.

Todas las válvulas para manómetros y los manómetros que sean proveídos deberán estar colocados y arreglados en tal forma para que se puedan leer fácilmente las caras de los mismos. Deberán ser colocadas debidamente para que los manómetros puedan ser fácilmente removidos y vueltos a colocar en las válvulas de manómetros, sin estorbar a la tubería, cubierta o aislamiento.

- 4.11. Termómetros: Proveanse e instálense termómetros industriales con cajas de latón fundido, frentes de vidrio, tubos rojos de mercurio, escalas de 9", completos con sus termopozos. Estos termómetros deberán ser convenientemente instalados según se indica en planos.

P A R T E 5

5.- E L E C T R I C I D A D .

- 5.1. Alambrado eléctrico: Todos los alambres eléctricos, cables, conduit, conexiones, cajas y mano de obra requerida para interconectar los motores eléctricos al/o los tableros del equipo de aire acondicionado así como controles de temperatura deberán ser previstos por el contratista.
- 5.2. Los tableros eléctricos deberán ser construídos de lámina negra y bastidor de fierro ángulo, y pintados con pintura anticorrosiva y laca.
- 5.3. Los tableros eléctricos deberán contener los interruptores de cuchillas requeridos por cada motor o unidad, arrancadores magnéticos con elementos térmicos, estaciones de botones, arrancadores manuales y bando de terminales.
- 5.4. En general, todas las instalaciones eléctricas deberán cumplir con el NEC (NATIONAL ELECTRICAL CODE), en su edición más reciente y con las normas de la DGN de la Secretaría de Industria y Comercio.
- 5.5. Todo el alambrado eléctrico que vaya a intemperie deberá hacerse con tubo conduit pared gruesa conexiones roscadas, cajas a prueba de agua y tubo flexible a prueba de agua tipo "liquidtight" (liquidtight) con sus conexiones apropiadas.

28

P A R T E 6

6.- UNIDADES FAN AND COIL

- 6.1. Las unidades serán marca "CARRIER", completas con serpentín para agua, uno o más ventiladores centrífugos, charola de condensados y armazón de lámina galvanizada calibre 18. La unidad no tendrá una altura mayor de $9\frac{1}{16}$ " , provista de orejas para su soporte a la losa.
- 6.2. Los serpentines serán de 3 hileras de tubo, de $\frac{5}{8}$ " ϕ y 13 aletas de aluminio por pulgada, y provistos de ventila manual de aire.
- 6.3. El o los ventiladores serán del tipo centrífugo - de aspas curvadas hacia adelante, directamente -- acoplados a la flecha de un motor de polos sombreados de arranque a capacitor, con protección interna. Los motores serán de 6 polos para 1050 RPM como máximo. Tendrán devanado para 3 velocidades.

P A R T E 7

7.- VENTILADORES.

7.1. Se instalarán para toma de aire exterior ventiladores centrífugos marca "ARMEE" modelo 20ESD, directamente acoplados a motor de $\frac{1}{2}$ H.P. construídos en lámina de acero galvanizado y provistos de base antivibratoria con tacones de neopreno.

Para la extracción de sanitarios del tercer piso, se utilizará un ventilador de flujo axial, marca "ARMEE" modelo A80SOX, directamente acoplado a motor de $\frac{1}{15}$ H.P. construído en lámina de aluminio y provisto de rejilla de descarga.

P A R T E 8

8.- UNIDADES GENERADORAS DE AGUA HELADA.

- 8.1. Las unidades generadoras de agua helada deberán ser dos, marca CARRIER, modelo 30GA040 propias para 220 volts, 3 fases, 60 Hz.
- 8.2. El enfriador estaña formado por un gabinete de lámina galvanizada, debidamente tratada para resistir a la intemperie. En este gabinete estarán integrados: el compresor, el enfriador de casco y tubo, el condensador enfriador por aire, los abanicos del condensador, los diferentes controles y equipo eléctrico del enfriador y la tubería requerida para interconectar los componentes antes mencionados. Esta unidad deberá ser alambrada y completamente probada (en lo referente a su interconexión eléctrica) en fábrica.
- 8.3. El compresor será recíprocante, del tipo hermético, deberá tener bomba de aceite reversible y carga completa de aceite. El compresor deberá tener válvulas de cierre en la succión y en la descarga y deberá estar montado sobre resortes antivibratorios. El compresor deberá estar equipado con un calentador de carter para evitar la dilución del refrigerante en el aceite cuando el compresor no opere. El motor hermético del compresor deberá tener protección contra sobrecalentamiento, el cual deberá parar el compresor sobrecalentado así como el otro compresor del mismo circuito en caso de que este esté operando.
- 8.4. El enfriador será del tipo de casco y tubo y para expansión directa de refrigerante. El enfriador deberá estar protegido contra congelamiento por medio de aislamiento con barrera de vapor y por medio de un calentador de resistencias eléctricas el cual deberá ser activado por un termostato ambiental.
- 8.5. El condensador tendrá un circuito, deberá tener subenfriamiento de refrigerante integral. Será enfriado por tres abanicos axiales acoplados a moto

res eléctricos trifásicos, estos motores deberán tener protección contra sobrecorriente. La unidad deberá tener un control integral para que uno de estos abanicos pueda ciclar y pararse completamente cuando la temperatura exterior sea baja.

- 8.6. Los controles deberán estar integrados a la unidad y alambrados y probados de fábrica. Estos deberán incluir un programador accionado por un termostato modulante instalado en el retorno de agua (este control arrancará o parará el compresor en secuencia de acuerdo a las demandas del termostato), controles de protección para alta y baja presión, control contra rápido reciclaje del compresor, interruptor y arrancador para el compresor y los abanicos, transformador para controles, etc., todo integrado en una caja o gabinete a prueba de agua y polvo.

(42)

P A R T E 9

9.- CONTROLES.

- 9.1.. Se deberán proveer e instalar según se encuentra indicado en los planos los diferentes termostatos de Fan and Coil, los cuales deberán ser tipo cuarto con control de velocidades para el ventilador.
- 9.2. El alambrado entre termostatos y unidades Fan-Coil deberá hacerse en tuberías conduit independientes para cada uno de ellos y usando cable TW 16 como mínimo.
- 9.3. Se deberá instalar un interruptor de flujo "Flow-Switch", localizado en la salida de agua helada - del enfriador, según se encuentra marcado en el diagrama eléctrico y controlará el funcionamiento de la unidad generadora de agua helada.

10.- DATOS COMPLEMENTARIOS.

- 10.1. El retorno y la inyección de aire se efectuará -- por medio de rejillas, utilizando el desnivel creado por el falso plafond de los pasillos y la losa actual. Las rejillas de retorno tendrán marco para filtros y un filtro metálico del tipo lavable.
- 10.2. El mantenimiento de las unidades Fan-Coil se efectuará a través del falso plafond que será desmontable.
- 10.3. El drenaje de la húmedad condensada en el serpentin de las unidades Fan coil, será drenado con un tubo de 3/4"Ø y a través de un cespool formado -- por la unión de codos de 90° utilizando la mínima longitud de niples con el propósito de evitar un desarrollo grande, dado que el espacio en el falso plafond es muy pequeño.

El cabezal que une a varias unidades Fan Coil en el drenaje, será de 1"Ø y deberá tener una pendiente mínima del 1%.

Para evitar grandes longitudes en la tubería de drenaje. se utilizarán cuatro bajadas por nivel, las cuales están marcadas en planos.

- 10.4. La toma de aire exterior para las unidades Fan -- coil, se efectuará utilizando un ventilador centrífugo en cada nivel, el cual tomará el aire del exterior y lo impulsará a la cámara plena de retorno.
- 10.5. Como el tanque de expansión del sistema queda -- arriba del nivel del tanque de alimentación de -- agua del edificio, habrá necesidad de instalar -- una bomba de alimentación de agua al tanque de expansión, la cual actuará automáticamente utilizando un electronivel.

- 10.6. La alimentación eléctrica a los motores y válvulas de control de las unidades Fan Coil y ventiladores será proporcionada por el propietario, utilizando tubería conduit galvanizada pared gruesa y los cables alimentadores adecuados. La tubería y cableado de la unidad al termostato será suministrada y efectuada por el contratista de aire acondicionado.
- 10.7. La alimentación eléctrica de fuerza para los equipos que se instalarán en la azotea, será proporcionada por el propietario hasta el tablero que se instalará en la azotea, de ahí en adelante será suministrada e instalada por el contratista de aire acondicionado.

P A R T E 11

11.- EQUIPOS Y MATERIALES.

PARTIDA	Descripción	Unidad	Cantidad	P. Unit.	Total
1	Unidad enfriadora de agua marca --- "Carrier", modelo 30GA040. Características eléctricas: 220 volts, 3 fases, 60 ciclos.	Pza.	1		
2	bomba para agua helada, marca PICSA-AURORA modelo 1¼"x1½"x7-344, acoplada directamente a motor de 3 H.P. -- Características eléctricas 220 volts 3 fases, 60 ciclos (Una de reserva).	Pza.	2		
3	bomba para reposición de agua al tanque de expansión, marca "EVANS", centrífuga horizontal, de succión axial, modelo 1D25, directamente acoplada a motor eléctrico de ¼ H.P. Características eléctricas 115 volts, 1 fase, 60 ciclos.	Pza.	1		
4	Ventilador centrífugo marca ARMEE, -- tipo aspas multiples, modelo 20ESD, -- directamente acoplado a motor de ¼ H.P. características eléctricas: 115 volts, 1 fase, 60 ciclos.	Pza.	2		
5	Ventilador Axial, marca ARMEE, modelo ABOSOX directamente acoplado a motor de 1/15 H.P. Características eléctricas 115 volts, 1 fase, 60 ciclos.	Pza.	1		
6	Unidades climatizadoras tipo "Fan -- Coil", marca "CARRIER", de los siguientes modelos: 42HZ6	Pza.	24		
	42HZ4	"	8		
	42HZ3	"	1		
	42HZ2	"	3		
7	Controles eléctricos marca "PENN", -- formados por:				

PARTIDA	DESCRIPCION	Unidad	Cantidad	P. Unit.	Total
	Termostato modelo T28BD-1	Pza.	34		
	Válvula de 3 vías V70BA-1	Pza.	36		
	Flow Switch F61KB11	Pza.	1		
8	Equipo de protección eléctrica, — marca "Square D" o similar formado por:				
	Interruptor de cuchillas 3P-400 A. con fusibles.	Pza.	1		
	Interruptor de cuchillas 3P-30 A. con fusibles.	"	2		
	Interruptor de cuchillas 2P-30 A. con fusibles.	"	5		
	Arrancador magnético clase 8536BG-2, bobina a 220 v. c/elementos.	"	2		
	Arrancador manual 2510 FG-1P, c/— elemento	"	4		
	Interruptor de flotador clase 9036 modelo Ag-5, completo con varilla y flotador 9049 A-6 A	"	1		
	Estación de botones 9001 E-30	"	2		
9	tubería de fierro negro sin costura, cédula 40 roscada de acuerdo a la siguiente relación:				
	1/2"	Mt.	68		
	3/4"	Mt.	130		
	1"	Mt.	72		
	1 1/4"	Mt.	91		
	1 1/2"	Mt.	67		
	2"	Mt.	51		
	2 1/2"	Mt.	57		
10	Codos negros de fierro maleable, — roscados, de 90°: de:				
	1/2"	Pza.	57		
	3/4"	"	99		
	1"	"	12		
	1 1/4"	"	13		
	1 1/2"	"	17		
	2"	"	11		
	2 1/2"	"	25		
11	Tees negras roscables, de fierro —				

PARTEIDA	Descripción	Unidad	Cantidad	P. Unit.	Total
	maleable, de acuerdo a la siguiente relación: de: ½"	Pza.	12		
	¾"	"	46		
	1"	"	31		
	1½"	"	29		
	1½"	"	17		
	2"	"	18		
	2½"	"	15		
12	Válvulas de compuerta URREA fig. -- 722 de: ¾"	Pza.	24		
	½"	"	13		
13	Válvulas de globo URREA fig. 80 de: ¾"	Pza.	24		
	½"	"	12		
14	Válvula de compuerta Stockham, fig. 623, de: 2½"	Pza.	3		
15	Bridas negras roscables de 2½"	Pza.	20		
16	Filtro Y para agua, marca "SARCO" tipo AT de 2½"	Pza.	2		
17	Válvula check Mission Duo Check de 2½"	Pza.	2		
18	Válvula eliminadora de aire Sarcó - 13W de ¾"	Pza.	4		
19	Conexiones flexible marca "Manguera Flex" o similar, malla de acero in- oxidable, extremos roscados de 2½"ø x12" de longitud.	Pza.	4		
20	Manómetros carátula de reloj, de -- 4½"ø marca Metrón, escala de 0 a -- 150 psig.	Pza.	4		
21	Válvula de aguja de ½" ø, marca -- Magna.	Pza.	6		

PARTIDA	DESCRIPCION	Unidad	Cantidad	P. UNIT.	TOTAL
22	Colas de cochino de $\frac{1}{4}$ " ϕ , fierro negro	Pza.	2		
23	Termómetros rectos escala de -50 a -50°C, escala de 9" de longitud, vástago de 3", completo con termopozo.	Pza.	2		
24	Tuercas unión de bronce, soldables - de: $\frac{1}{4}$ "	Pza.	48		
	3/4"	Pza.	96		
25	Válvula de mariposa Keystone de 2 $\frac{1}{2}$ "	Pza.	3		
26	Válvula de flotador Nibco de $\frac{1}{2}$ " completa.	Pza.	1		
27	Codos de fierro negro, fierro maleable, 45° de: $\frac{1}{2}$ "	Pza.	3		
	3/4"	Pza.	4		
	1 $\frac{1}{2}$ "	Pza.	2		
	2"	Pza.	5		
	2 $\frac{1}{2}$ "	Pza.	3		
28	Reducción concéntrica fierro negro-rosca de fierro maleable de:				
	2 $\frac{1}{2}$ "x2"	Pza.	2		
	2 $\frac{1}{2}$ "x1 $\frac{1}{4}$ "	Pza.	4		
	2 $\frac{1}{2}$ "x1 $\frac{1}{2}$ "	Pza.	5		
	2"x1 $\frac{1}{4}$ "	Pza.	4		
	2"x1 $\frac{1}{2}$ "	Pza.	4		
	2"x3/4"	Pza.	3		
	2"x $\frac{1}{2}$ "	Pza.	1		
	1 $\frac{1}{2}$ "x1 $\frac{1}{4}$ "	Pza.	4		
	1 $\frac{1}{2}$ "x1"	Pza.	3		
	1 $\frac{1}{2}$ "x3/4"	Pza.	1		
	1 $\frac{1}{2}$ "x $\frac{1}{2}$ "	Pza.	1		
	1 $\frac{1}{4}$ "x1"	Pza.	7		
	1 $\frac{1}{4}$ "x3/4"	Pza.	10		
	1 $\frac{1}{4}$ "x $\frac{1}{2}$ "	Pza.	10		
	1"x3/4"	Pza.	22		
	1"x $\frac{1}{2}$ "	Pza.	9		

PARTIDA	DESCRIPCION	Unidad	Cantidad	P. UNIT.	TOTAL
29	Tubería de cobra para agua tipo M,- de: ½"	M.	18		
		M.	36.		
30	Conectores fierro cobre, Urea, co- bre soldar, fierro rosca exterior,- de: ½"	Pza.	12		
		"	24		
31	Reducciones cámara bronce soldar - de: ¾"x½"	Pza.	76		
32	Coples de bronce soldar, de ½"	Pza.	72		
33	Tanque de expansión con capacidad - de 200 Lt. de asbesto, de 65 cms. ø x70 cm. cilíndrico vertical	Pza.	1		
34	Tubería de PVC hidráulica para dre- naje de unidad Fan Coil, de: 1"	M.	120		
		M.	67		
35	Tees parejas de PVC hidráulico de 1"	Pza.	23		
36	Codos 90° de PVC hidráulico de: ¾"x90°	Pza.	158		
		Pza.	13		
37	Reducciones campana de PVC hidráulico de: 1"x¾"	Pza.	33		
38	Aislamiento térmico para tuberías de agua helada, consistente en: medias- cañas de poliestireno expandido de - 1" de espesor recubiertas de H.I. -- MASTIC 9007, acabado en foil de alu- minio de: ½"	M.	68		
		"	130		
		"	72		
		"	91		
		"	67		
		"	51		
		"	57		

PARTIDA	DESCRIPCION	Unidad	Cantidad	P. UNIT.	TOTAL
39	Aluminio liso calibre 24 para la cubierta exterior de la tubería a intemperie.	Kg.	25		
40	Lámina galvanizada calibre 24	Kg.	504		
41	Aislamiento térmico Vitro Fibras tipo RF3075, de 1" de espesor con foil de aluminio, adhesivo y sellador.	pie ²	559		
42	Rejillas de inyección de aire, marca TITUS modelo 272FS5 de:				
	10"x4"	Pza.	5		
	8"x4"	"	2		
	30"x6"	"	23		
	22"x6"	"	7		
	18"x6"	"	1		
	12"x6"	"	3		
43	Rejillas de Retorno de aire, marca TITUS modelo 4FL50G, provistas de filtro metálico de:				
	30"x6"	Pza.	25		
	22"x6"	Pza.	7		
	18"x6"	Pza.	1		
	12"x6"	Pza.	3		
44	Rejillas de toma de aire, marca TITUS, modelo 4FL, de: 20"x10"	Pza.	2		
45	Rejillas de extracción de aire, marca TITUS tipo 4FL, de:				
	6"x4"	Pza.	2		
	10"x4"	Pza.	1		
46	Materiales menores para soportería - tales como fierro ángulo, fierro solera, tornillería, etc.	Lote	1		
47	Filtro metálico de 20"x10"x1" espesor.	Pza.	2		
48	Refrigerante Freón 22	Kg.	40		
49	Material eléctrico para conexión tablero-equipos y conexiones termostato Fan-Coil.	lote	1		

PARTIDA	Descripción	UNIDAD	CANTIDAD	P. Unit.	total
50	Materiales varios como soldadura- 95% Sn, 5% Pb, fundente, lija esme-- ril, Permatex, ETC.	lote	1		
51	lona ahulada calibre 12	m ²	2		
52	Mano de obra especializada, para la completa instalación del Sistema	lote	1		
53	Supervisión Técnica	lote	1		
54	Pletes	lote	1		
55	Maniobras	lote	1		

32

P A R T E 12

12.- GARANTIA.

12.1. Todos los equipos, materiales y mano de obra deberán tener un año de garantía contado a partir de la fecha de entrega de la instalación; cualquier desperfecto que hubiera durante este período correrá por cuenta y cargo del contratista tanto en equipo, refacciones, materiales y mano de obra.

La garantía sin embargo no cubrirá daños ocasionados por fallas en el suministro de corriente eléctrica y fallas ocasionadas por abuso o falta de mantenimiento de los equipos.

12.2. El contratista deberá entregar además los instructivos de operación y mantenimiento correspondientes para los equipos en cuestión así como una lista de las refacciones mínimas que el cliente deberá tener en almacén a fin de dar un adecuado servicio de mantenimiento a los equipos.

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 3:00 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 ASHAE 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	SUN TIME									
		AM			PM						
		8	10	12	2	3	4	6	8	10	12
10	Dry-Bulb	-9	-7	-5	-1	0	-1	-2	-5	-8	-9
	Wet-Bulb	-2	-2	-1	0	0	0	-1	-1	-2	-2
15	Dry-Bulb	-12	-9	-5	-1	0	-1	-2	-6	-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	-5	-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	-3	-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	-26	-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).

Equation: Outdoor design temperature at any time = Outdoor design temperature from *Table 1* + Correction from above table.

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 48, 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.
		N†	NE	E	SE	S	SW	W	NW	Horiz		
0°	June	59	156	147	42	14	42	147	156	226	Dec Nov & Jan Oct & Feb Sept & March Aug & April July & May June	0°
	July & May	48	153	152	52	14	52	152	153	233		
	Aug & April	25	141	163	79	14	79	163	141	245		
	Sept & March	10	118	167	118	14	118	167	118	250		
	Oct & Feb	10	79	163	141	34	141	163	79	245		
	Nov & Jan	10	52	152	153	67	153	152	52	233		
	Dec	10	42	147	156	82	156	147	42	226		
10°	June	40	153	155	55	14	55	155	153	243	Dec Nov & Jan Oct & Feb Sept & March Aug & April July & May June	10°
	July & May	30	148	158	66	14	66	158	148	247		
	Aug & April	13	130	163	94	14	94	163	130	250		
	Sept & March	10	103	164	127	28	127	164	103	247		
	Oct & Feb	10	66	155	149	73	149	155	66	230		
	Nov & Jan	9	37	143	161	106	101	143	37	210		
	Dec	9	28	137	163	120	163	137	28	202		
20°	June	26	154	160	73	14	73	160	154	250	Dec Nov & Jan Oct & Feb Sept & March Aug & April July & May June	20°
	July & May	19	138	163	85	14	85	163	138	251		
	Aug & April	11	118	165	113	26	113	165	118	247		
	Sept & March	10	87	163	140	65	140	163	87	233		
	Oct & Feb	9	52	147	160	111	160	147	52	208		
	Nov & Jan	8	26	128	164	141	164	128	26	180		
	Dec	8	18	121	167	149	167	121	18	170		
30°	June	20	139	161	90	21	90	161	139	250	Dec Nov & Jan Oct & Feb Sept & March Aug & April July & May June	30°
	July & May	16	131	164	100	30	100	164	131	246		
	Aug & April	11	108	165	129	63	129	165	108	235		
	Sept & March	9	90	158	152	105	152	158	90	212		
	Oct & Feb	8	39	135	163	145	163	135	39	179		
	Nov & Jan	7	16	116	162	159	162	116	16	145		
	Dec	6	12	105	162	163	162	105	12	131		
40°	June	17	133	162	111	54	111	162	133	237	Dec Nov & Jan Oct & Feb Sept & March Aug & April July & May June	40°
	July & May	15	127	164	125	69	125	164	127	233		
	Aug & April	11	102	162	146	102	146	162	102	214		
	Sept & March	9	58	149	162	140	162	149	58	183		
	Oct & Feb	7	35	122	163	162	163	122	35	129		
	Nov & Jan	5	12	100	156	166	156	100	12	103		
	Dec	5	10	86	148	165	148	86	10	85		
50°	June	16	126	164	135	93	135	164	126	220	Dec Nov & Jan Oct & Feb Sept & March Aug & April July & May June	50°
	July & May	14	117	163	143	106	143	163	117	211		
	Aug & April	11	94	158	157	138	157	158	94	185		
	Sept & March	8	58	138	163	158	163	138	58	148		
	Oct & Feb	5	29	105	157	167	157	105	29	94		
	Nov & Jan	4	9	64	127	153	127	64	9	53		
	Dec	3	7	47	116	141	116	47	7	40		
		S	SE	E	NE	N	NW	W	SW	Horiz		
EXPOSURE SOUTH LATITUDE												
Solar Gain Correction	Steel Sash or No Sash ×1/.85 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 9—STORAGE LOAD FACTORS, SOLAR HEAT GAIN THRU GLASS
 WITH INTERNAL SHADING DEVICE*
 16 Hour Operation, Constant Space Temperature†

EXPOSURE (North Lat)	WEIGHT‡ (lb per sq ft of floor area)	SUN TIME																EXPOSURE (South Lat)
		AM								PM								
		6	7	8	9	10	11	12	1	2	3	4	5	6	7	8	9	
Northeast	150 & over	.53	.64	.59	.47	.31	.25	.24	.22	.18	.17	.16	.14	.12	.09	.08	.07	Southeast
	100	.53	.65	.61	.50	.33	.27	.22	.21	.17	.16	.15	.13	.11	.08	.07	.06	
	30	.56	.77	.73	.58	.36	.24	.19	.17	.15	.13	.12	.11	.07	.04	.02	.02	
East	150 & over	.47	.63	.68	.64	.54	.38	.27	.25	.20	.18	.17	.15	.12	.10	.09	.08	East
	100	.46	.63	.70	.67	.56	.38	.27	.24	.20	.18	.16	.14	.12	.09	.08	.07	
	30	.47	.71	.80	.79	.64	.42	.25	.19	.16	.14	.11	.09	.07	.04	.02	.02	
Southeast	150 & over	.14	.37	.55	.66	.70	.68	.58	.46	.27	.24	.21	.19	.16	.14	.12	.11	Northeast
	100	.11	.35	.53	.66	.72	.69	.61	.47	.29	.24	.21	.18	.15	.12	.10	.09	
	30	.02	.31	.57	.75	.84	.81	.69	.50	.30	.20	.17	.13	.09	.05	.04	.03	
South	150 & over	.19	.18	.34	.48	.60	.68	.73	.74	.64	.59	.42	.24	.22	.19	.17	.15	North
	100	.16	.14	.31	.46	.59	.69	.76	.70	.69	.59	.45	.26	.22	.18	.16	.13	
	30	.12	.23	.44	.64	.77	.86	.88	.82	.56	.30	.24	.16	.11	.08	.05	.04	
Southwest	150 & over	.22	.21	.20	.20	.20	.32	.47	.60	.63	.66	.61	.47	.23	.19	.18	.16	Northwest
	100	.20	.19	.18	.17	.18	.31	.46	.60	.66	.70	.64	.50	.26	.20	.17	.15	
	30	.08	.08	.09	.09	.10	.24	.47	.67	.81	.86	.79	.60	.26	.17	.12	.08	
West	150 & over	.23	.23	.21	.21	.20	.19	.18	.25	.36	.32	.63	.65	.55	.22	.19	.17	West
	100	.22	.21	.19	.19	.17	.16	.15	.23	.36	.54	.66	.68	.60	.25	.20	.17	
	30	.12	.10	.10	.10	.10	.10	.09	.19	.42	.65	.81	.85	.74	.30	.19	.13	
Northwest	150 & over	.21	.21	.20	.19	.18	.16	.17	.16	.16	.33	.49	.61	.60	.19	.17	.15	Southwest
	100	.19	.19	.18	.17	.17	.16	.16	.15	.16	.34	.52	.65	.23	.18	.15	.12	
	30	.12	.11	.11	.11	.11	.11	.11	.10	.17	.39	.63	.80	.79	.28	.18	.12	
North and Shade	150 & over	.23	.58	.75	.79	.80	.80	.81	.82	.83	.84	.86	.87	.88	.39	.35	.31	South and Shade
	100	.25	.46	.73	.78	.82	.82	.83	.84	.85	.87	.88	.89	.90	.40	.34	.29	
	30	.07	.22	.69	.80	.86	.93	.94	.95	.97	.98	.98	.99	.99	.35	.23	.16	

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

*Internal shading device is any type of shade located on the inside of the 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) =
$$\frac{(\text{Weight of Outside Walls, lb}) + \frac{1}{2} (\text{Weight of Partitions, Floor and Ceiling, lb})}{\text{Floor Area in Room, sq ft}}$$

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

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

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

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.

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)
		SUN TIME																								
		AM						PM						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	150 & over	.59	.67	.62	.49	.33	.27	.25	.24	.22	.21	.20	.17	.34	.42	.47	.45	.42	.39	.36	.33	.30	.29	.26	.25	Southeast
	100	.59	.68	.64	.52	.35	.29	.24	.23	.20	.19	.17	.15	.35	.45	.50	.49	.45	.42	.34	.30	.27	.26	.23	.20	
	30	.62	.80	.75	.60	.37	.25	.19	.17	.15	.13	.12	.11	.40	.62	.69	.64	.48	.34	.27	.22	.18	.16	.14	.12	
East	150 & over	.51	.66	.71	.67	.57	.40	.29	.26	.25	.23	.21	.19	.36	.44	.50	.53	.53	.50	.44	.39	.36	.34	.30	.28	East
	100	.52	.67	.73	.70	.58	.40	.29	.26	.24	.21	.19	.16	.34	.44	.54	.58	.57	.51	.44	.39	.34	.31	.28	.24	
	30	.53	.74	.82	.81	.65	.43	.25	.19	.16	.14	.11	.09	.36	.56	.71	.76	.70	.54	.39	.28	.23	.18	.15	.12	
Southeast	150 & over	.20	.42	.59	.70	.74	.71	.61	.48	.33	.30	.26	.24	.34	.37	.43	.50	.54	.58	.57	.55	.50	.45	.41	.37	Northeast
	100	.18	.40	.57	.70	.75	.72	.63	.49	.34	.28	.25	.21	.29	.33	.41	.51	.58	.61	.61	.56	.49	.44	.37	.33	
	30	.09	.35	.61	.78	.86	.82	.69	.50	.30	.20	.17	.13	.14	.27	.47	.64	.75	.79	.73	.61	.45	.32	.23	.18	
South	150 & over	.28	.25	.40	.53	.64	.72	.77	.77	.73	.67	.49	.31	.47	.43	.42	.46	.51	.56	.61	.65	.66	.65	.61	.54	North
	100	.26	.22	.38	.51	.64	.73	.79	.79	.77	.65	.51	.31	.44	.37	.39	.43	.50	.57	.64	.68	.70	.68	.63	.53	
	30	.21	.29	.48	.67	.79	.88	.89	.83	.56	.50	.24	.16	.28	.19	.25	.38	.54	.68	.78	.84	.82	.76	.61	.42	
Southwest	150 & over	.31	.27	.27	.26	.25	.27	.30	.63	.72	.74	.69	.54	.51	.44	.40	.37	.34	.36	.41	.47	.54	.57	.60	.58	Northwest
	100	.33	.28	.25	.23	.23	.35	.50	.64	.74	.77	.70	.55	.53	.44	.37	.35	.31	.33	.39	.46	.55	.62	.64	.60	
	30	.29	.21	.18	.15	.14	.27	.50	.69	.82	.87	.79	.60	.48	.32	.25	.20	.17	.19	.39	.56	.70	.80	.79	.69	
West	150 & over	.63	.31	.28	.27	.25	.24	.22	.29	.46	.61	.71	.72	.56	.49	.44	.39	.36	.33	.31	.31	.35	.42	.49	.54	West
	100	.67	.33	.28	.26	.24	.22	.20	.28	.44	.61	.72	.73	.60	.52	.44	.39	.34	.31	.29	.28	.33	.43	.51	.57	
	30	.77	.34	.25	.20	.17	.14	.13	.22	.44	.67	.82	.85	.77	.56	.38	.28	.22	.18	.16	.19	.33	.52	.69	.77	
Northwest	150 & over	.68	.28	.27	.25	.23	.22	.20	.19	.24	.41	.56	.67	.49	.44	.39	.36	.33	.30	.28	.26	.26	.30	.37	.44	Southwest
	100	.71	.31	.27	.24	.22	.21	.19	.18	.23	.40	.58	.70	.54	.49	.41	.35	.31	.28	.25	.23	.24	.30	.39	.48	
	30	.82	.33	.25	.20	.18	.15	.14	.13	.19	.41	.64	.80	.75	.53	.36	.28	.24	.19	.17	.15	.17	.30	.50	.66	
North and Shade	150 & over	.96	.96	.96	.96	.96	.96	.96	.96	.96	.96	.96	.96	.75	.75	.79	.83	.84	.86	.88	.88	.91	.92	.93	.93	South and Shade
	100	.98	.98	.98	.98	.98	.98	.98	.98	.98	.98	.98	.98	.81	.84	.86	.89	.91	.93	.93	.94	.94	.95	.95	.95	
	30	←-----1.00-----→												←-----1.00-----→												

Equation: Cooling Load, Btu/hr = [Peak solar heat gain, Btu/(hr) (sq ft), (Table 6)]
 × [Window area, sq ft]
 × [Shade factor, Haze factor, etc., (Chapter 4)]
 × [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 to 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—

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

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

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

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

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.

Thermopane windows have no sash; therefore, sash area correction = 1/.85 (bottom Table 15).

In this example, 3/4 of the window is covered with the venetian blind and 1/4 is not; therefore, the solar heat gain factor equals 3/4 of the overall factor + 1/4 of the glass factor.

$$\text{Factor for } \frac{3}{4} \text{ drawn} = (\frac{3}{4} \times .52) + (\frac{1}{4} \times .80) \text{ (Table 16)} \\ = .59$$

$$\text{Solar heat gain} = 164 \times \frac{.59}{.85} \\ = 114 \text{ Btu/ (hr) (sq ft).}$$

Example 4 — Peak Solar Heat Gain thru Solex "R" Glass

Given:

- West exposure, 40° North latitude
- 1/4" Solex "R" glass in steel sash, double hung window

Find:

Peak solar heat gain.

Solution:

By inspection of Table 15 the boxed holdface value for peak solar heat gain, occurring at 4:00 p.m. on July 23 = 164 Btu/ (hr) (sq ft).

Steel sash window correction = 1/.85 (bottom Table 15).

Solex "R" glass absorbs 50.9% of the solar heat (footnotes to Table 16) which places this glass in the 48% to 56% absorbing range.

From Table 16, the factor = .73.

$$\text{Solar heat gain} = \frac{164 \times .73}{.85} = 141 \text{ Btu/ (hr) (sq ft)}$$

TABLE 16—OVER-ALL FACTORS FOR SOLAR HEAT GAIN THRU GLASS WITH AND WITHOUT SHADING DEVICES*

Apply Factors to Table 15

Outdoor wind velocity, 5 mph — Angle of incidence, 30° — Shading devices fully covering window

TYPE OF GLASS	GLASS FACTOR NO SHADE	INSIDE VENETIAN BLIND* 45° horiz. or vertical or ROLLER SHADE			OUTSIDE VENETIAN BLIND 45° horiz. slats		OUTSIDE SHADING SCREEN† 17° horiz. slats		OUTSIDE AWNING‡ vent. sides & top	
		Light Color	Medium Color	Dark Color	Light Color	Light on Outside Dark on Inside	Medium** Color	Dark † Color	Light Color	Med. or Dark Color
ORDINARY GLASS	1.00	.56	.65	.75	.15	.13	.22	.15	.20	.25
REGULAR PLATE (1/4 inch)	.94	.56	.65	.74	.14	.12	.21	.14	.19	.24
HEAT ABSORBING GLASS††										
40 to 48% Absorbing	.80	.56	.62	.72	.12	.11	.18	.12	.16	.20
48 to 56% Absorbing	.73	.53	.59	.62	.11	.10	.16	.11	.15	.18
56 to 70% Absorbing	.62	.51	.54	.56	.10	.10	.14	.10	.12	.16
DOUBLE PANE										
Ordinary Glass	.90	.54	.61	.67	.14	.12	.20	.14	.18	.22
Regular Plate	.80	.52	.59	.65	.12	.11	.18	.12	.16	.20
48 to 56% Absorbing outside; Ordinary Glass inside.	.52	.36	.39	.43	.10	.10	.11	.10	.10	.13
48 to 56% Absorbing outside; Regular Plate inside.	.50	.36	.39	.43	.10	.10	.11	.10	.10	.12
TRIPLE PANE										
Ordinary Glass	.83	.48	.56	.64	.12	.11	.18	.12	.16	.20
Regular Plate	.69	.47	.52	.57	.10	.10	.15	.10	.14	.17
PAINTED GLASS										
Light Color	.28									
Medium Color	.39									
Dark Color	.50									
STAINED GLASS†††										
Amber Color	.70									
Dark Red	.56									
Dark Blue	.60									
Dark Green	.32									
Grayed Green	.46									
Light Opalescent	.43									
Dark Opalescent	.37									

Footnotes for Table 16 appear on next page.

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 differ-
 ence is 80 - 80 = 0 deg F

Average daily range in New Orleans
 = 13 deg F (Table 1, page 11)

The design difference of 0 deg F and a 13 deg F daily range
 results in a -11.5 deg F addition to the equivalent tempera-
 ture difference, by interpolation in Table 20A.

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

Δt_{em} 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 WALL† (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	
Northeast	20	5	15	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	5	24	22	20	15	10	11	12	13	14	13	12	11	10	8	6	4	2	1	0	-1	
	100	4	3	4	4	4	10	16	15	14	12	10	11	12	12	12	11	10	9	8	7	6	6	5	5	
	140	5	5	6	6	6	6	6	6	10	14	16	14	12	10	10	10	10	10	10	9	9	8	7	7	
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	6	8	14	20	24	25	24	20	18	16	14	14	14	13	12	11	10	9	8	7	7	6	
	140	11	10	10	9	8	9	10	15	18	19	18	17	16	14	12	13	14	14	14	13	13	12	12	12	
Southeast	20	10	6	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	11	16	17	18	19	18	16	14	13	12	11	10	10	10	9	9	8	8	7	
	140	9	8	8	8	8	7	6	11	14	15	16	18	16	15	14	13	12	12	12	11	11	10	10	9	
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	0	-1	
	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	
	140	7	6	6	5	4	4	4	4	4	7	10	13	14	15	16	16	14	12	10	10	9	9	8	7	
Southwest	20	-2	-4	-4	-2	0	4	6	19	26	34	40	41	42	30	24	12	6	4	2	1	1	0	-1	-1	
	60	2	1	0	0	0	1	2	8	12	24	32	35	36	35	34	20	10	7	6	5	4	4	3	3	
	100	7	5	6	5	4	5	6	7	8	12	14	19	22	23	24	23	22	15	10	10	9	9	8	7	
	140	8	8	8	8	8	7	6	6	6	7	8	9	10	15	18	19	20	13	8	8	8	8	8	8	
West	20	-2	-3	-4	-2	0	3	6	14	20	32	40	45	48	34	22	14	8	5	2	1	0	0	-1	-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	
	140	12	11	10	9	8	8	8	9	10	10	10	11	12	14	16	21	22	23	22	20	18	16	15	13	
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	-2	-3	-4	-3	-2	0	2	6	8	10	12	21	30	31	32	21	12	8	6	4	3	1	0	-1	
	100	5	4	4	4	4	4	4	4	4	5	6	9	12	17	20	21	22	14	8	7	7	6	6	5	
	140	8	7	6	6	6	6	6	6	6	6	6	7	8	9	10	14	18	19	20	16	13	11	10	9	
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	8	10	11	12	12	12	10	8	6	4	2	1	0	-1	-2	
	100	1	1	0	0	0	0	0	1	2	3	4	5	5	5	8	7	6	5	4	3	3	2	2	1	
	140	1	1	0	0	0	0	0	0	0	1	2	3	4	5	6	7	8	7	6	4	3	2	2	1	
		6	7	8	9	10	11	12	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	1	2	3	4	5	
		AM												PM												AM
		SUN TIME																								

Equation: Heat Gain Thru Walls, Btu/hr = (Area, sq ft) × (equivalent temp diff) × (transmission-coefficient U, Tables 21 thru 25)

*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/sq ft, use listed values of 20 lb/sq ft.

Δt_{es} for west 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

$$\Delta t_e = \Delta t_{es} + \frac{R_s}{R_m} (\Delta t_{em} - \Delta t_{es}) = \frac{R_s}{R_m} \Delta t_{em} + (1 - \frac{R_s}{R_m}) \Delta t_{es}$$

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

Δt_{es} = -11.5 deg F as corrected (Tables 19 and 20A)

Δt_{em} = -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)

$$\Delta t_e = -11.5 + \frac{116}{164} [-4.5 - (-11.5)] = -6.5 \text{ deg F (November, 12 Noon)}$$

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	-3	-4	-6	-7	-5	-1	7	15	24	32	38	43	46	45	41	35	28	22	16	10	7	3	1	-3		
	20	0	-1	-2	-1	2	9	16	23	30	36	41	43	43	40	35	30	25	20	15	12	8	6	4	2	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	6	10	16	23	28	33	38	40	41	39	35	32	28	24	20	17	13	11	9	6	4	3	2	3	6	10	16	23	28	33	38	40	41	39	35	32	28	24	20	17	13	11	9	6
	60	9	8	6	7	8	11	16	22	27	31	35	38	39	38	36	34	31	28	25	22	18	16	13	11	9	8	6	7	8	11	16	22	27	31	35	38	39	38	36	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	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	20	-5	-2	0	2	4	10	16	19	22	20	18	16	14	12	10	6	2	1	1	-1	-2	-3	-4	-5	-5	-2	0	2	4	10	16	19	22	20	18	16	14	12	10	6	2	1	1	-1	-2	-3	-4	-5
	40	-3	-2	-1	-1	0	5	10	13	15	15	16	15	15	14	12	10	7	5	3	1	-1	-2	-3	-3	-3	-2	-1	-1	0	5	10	13	15	15	16	15	15	14	12	10	7	5	3	1	-1	-2	-3	-3
	60	-1	-2	-2	-2	-2	2	5	7	10	12	14	15	16	15	14	12	10	8	6	4	3	2	1	0	-1	-2	-2	-2	-2	2	5	7	10	12	14	15	16	15	14	12	10	8	6	4	3	2	1	0
Sprayed	20	-4	-2	0	2	4	8	12	15	18	17	16	15	14	12	10	6	2	1	0	-1	-2	-2	-3	-3	-4	-2	0	2	4	8	12	15	18	17	16	15	14	12	10	6	2	1	0	-1	-2	-2	-3	-3
	40	-2	-2	-1	-1	0	2	5	9	13	14	14	14	14	13	12	9	7	5	3	1	0	0	-1	-1	-2	-2	-1	-1	0	2	5	9	13	14	14	14	14	13	12	9	7	5	3	1	0	0	-1	-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	-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	20	-5	-5	-4	-2	0	2	6	9	12	13	14	13	12	10	8	5	2	1	0	-1	-3	-4	-5	-5	-5	-5	-4	-2	0	2	6	9	12	13	14	13	12	10	8	5	2	1	0	-1	-3	-4	-5	-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	-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	-3	-3	-2	-2	-2	-1	0	2	4	6	8	9	10	10	10	9	8	6	4	2	1	0	-1	-2	-3	-3	-2	-2	-2	-1	0	2	4	6	8	9	10	10	10	9	8	6	4	2	1	0	-1	-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	6	7	8	9	10	11	12	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	1	2	3	4	5
		AM												PM												AM																							
		SUN TIME																																															

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 roofs, 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. MINUS ROOM TEMP (deg F)	DAILY RANGE (deg F)																
	8	10	12	14	16	18	20	22	24	26	28	30	32	34	36	38	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

Corrections to Equivalent Temperature Differences in Tables 19 & 20 for Conditions Other Than Basis of Table

1. Outdoor Design Temperature Minus Room Temperature Greater or Less Than 15 deg F db, and/or Daily Range Greater or Less Than 20 deg F db:

Add the corrections listed in Table 20A, where the outdoor design temperature (Table 1, page 10) minus the room or indoor design temperature (table 4, page 20) is different from 15 deg F db, or the daily range is different from the 20 deg F db on which Tables 19 and 20 are based.

This correction is to be applied to both equivalent temperature difference values, exposed to sun and shaded walls or roof.

2. Shaded walls

For shaded walls on any exposure, use the values of equivalent temperature difference listed for north (shade), corrected if necessary as shown in Correction 1.

3. Latitudes other than 40° North and for other months with different solar intensities. Tables 19 and 20 values are approximately correct for the east or west wall in any latitude during the hottest weather. In lower latitudes when the maximum solar altitude is 80° to 90° (the maximum occurs at noon), the temperature difference for either south or north wall is approximately the same as a north or shade wall. See Table 18 for solar altitude angles.

The temperature differential Δt_e for any wall facing or roof and for any latitude for any month is approximated as follows:

$$\Delta t_e = \Delta t_{es} + \frac{R_g}{R_m} (\Delta t_{em} - \Delta t_{es}) = \frac{R_g}{R_m} \Delta t_{em} + (1 - \frac{R_g}{R_m}) \Delta t_{es}$$

where

Δt_e = equivalent temperature difference for month and time of day desired.

Δt_{es} = equivalent temperature difference for same wall or roof in shade at desired time of day, corrected if necessary for design conditions.

Δt_{em} = equivalent temperature difference for wall or roof exposed to the sun for desired time of day, corrected if necessary for design conditions.

R_g = maximum solar heat gain in Btu/(hr)(sq ft) thru glass for wall facing or horizontal for roofs, for month and latitude desired, Table 15, page 44, or Table 6, page 29.

R_m = maximum solar heat gain in Btu/(hr)(sq ft) thru glass for wall facing or horizontal for roofs, for July at 40° North latitude, Table 15, page 44, or Table 6, page 29.

Example 3 illustrates the procedure.

4. Light or medium color wall or roof

Light color wall or roof:

$$\Delta t_e = \Delta t_{es} + \frac{.50}{.90} (\Delta t_{em} - \Delta t_{es}) = .55 \Delta t_{em} + .45 \Delta t_{es}$$

Medium color wall or roof:

$$\Delta t_e = \Delta t_{es} + \frac{.70}{.90} (\Delta t_{em} - \Delta t_{es}) = .78 \Delta t_{em} + .22 \Delta t_{es}$$

where:

Δt_e = equivalent temperature difference for color of wall or roof desired.

Δt_{es} = equivalent temperature difference for same wall or roof in shade at desired time of day, corrected if necessary for design conditions.

Δt_{em} = equivalent temperature difference for wall or roof exposed to the sun for the desired time of day, corrected if necessary for design conditions.

Note: Light color = white, cream, etc.

Medium color = light green, light blue, gray, etc.

Dark color = dark blue, dark red, dark brown, etc.

5. Other latitude, other month, light or medium color walls or roof.

The combined formulae are:

Light color walls or roof

$$\Delta t_e = .55 \frac{R_g}{R_m} \Delta t_{em} + (1 - .55 \frac{R_g}{R_m}) \Delta t_{es}$$

Medium color walls or roof.

$$\Delta t_e = .78 \frac{R_g}{R_m} \Delta t_{em} + (1 - .78 \frac{R_g}{R_m}) \Delta t_{es}$$

6. For South latitudes, use the following exposure values from Table 19:

<u>South Latitude</u>	<u>Use Exposure Value</u>
Northeast	Southeast
East	East
Southeast	Northeast
South	North (shade)
Southwest	Northwest
West	West
Northwest	Southwest
North (shade)	South

TRANSMISSION COEFFICIENT U

Transmission coefficient or U value is the rate at which heat is transferred thru a building structure in Btu/(hr)(sq ft)(deg F temp diff). The rate times the temperature difference is the heat flow thru the structure. The reciprocal of the U value for any wall is the total resistance of this wall to the flow of heat. The total resistance of any wall to heat flow is the summation of the resistance in each component of the structure and the resistances of the outdoor and inside surface films. The transmission coefficients listed in Tables 21 thru 33 have been calculated for the most common types of construction.

Basis of Tables 21 thru 33

— Transmission Coefficients U for Walls, Roofs, Partitions, Ceilings, Floors, Doors, and Windows

Tables 21 thru 33 contain calculated U values based on the resistance listed in Table 34, page 78. The resistance of the outdoor surface film coefficient for summer and winter conditions and the inside surface film is listed in Table 34.

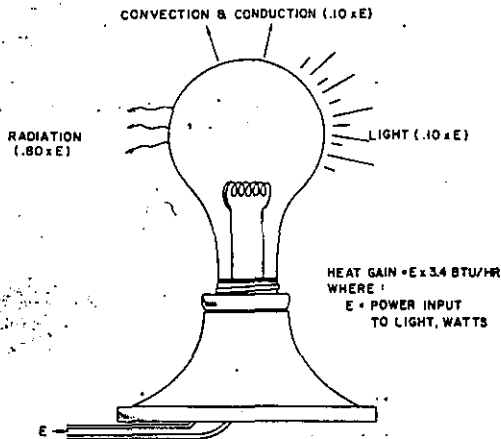


FIG. 30 — CONVERSION OF ELECTRIC POWER TO HEAT AND LIGHT WITH INCANDESCENT LIGHTS, APPROXIMATE

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

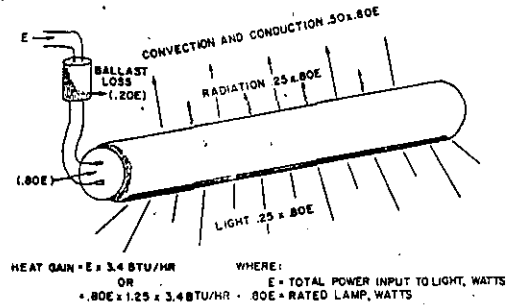


FIG. 31 — CONVERSION OF ELECTRIC POWER TO HEAT AND LIGHT WITH FLUORESCENT LIGHTS, APPROXIMATE

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									
				82 F		80 F		78 F		75 F		70 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	450	400	180	220	195	205	215	185	240	160	275	125
Office worker	Offices, Hotels, Apts., College	475	450	180	270	200	250	215	235	245	205	285	165
Standing, walking slowly	Dept., Retail, or Variety Store	550											
Walking, seated	Drug Store	550	500	180	320	200	300	220	280	255	245	290	210
Standing, walking slowly	Bank	550											
Sedentary work	Restaurant†	300	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	525	400	450
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 × 0.85
 Metabolic rate, children = Metabolic rate, adult male × 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.

where W_{rm} = room moisture content, gr/lb of dry air

7000 = grains per pound.

W_{adp} = moisture content at apparatus dewpoint, gr/lb of dry air

2. For High Elevations. For effective sensible heat factors at high elevations, see Table 66.

t_{rm} = room dry-bulb temperature

3. For Apparatus Dewpoint Below Freezing. The latent heat of fusion of the moisture removed is not included in the calculation of apparatus dewpoint below freezing or in the calculation of room load, in order to simplify estimating procedures. Use the same equation as in Note 1. The selection of equipment on a basis of 16 to 18 hour operating time provides a safety factor large enough to cover the omission of this latent heat of fusion, which is a small part of the total load.

t_{adp} = apparatus dewpoint temperature

0.244 = specific heat of moist air at 55 F dewpoint, Btu per deg F per lb of dry air

1076 = average heat removal required to condense one pound of water vapor from the room air

TABLE 66—EQUIVALENT EFFECTIVE SENSIBLE HEAT FACTORS FOR VARIOUS ELEVATIONS*

For use with sea level psychrometric chart or tables

Effective Sensible Heat Factor from Air Conditioning Load Estimate	Elevation (Feet) and Barometric Pressure (Inches of Hg) at Installation									
	1000 (28.86)	2000 (27.82)	3000 (26.82)	4000 (25.84)	5000 (24.89)	6000 (23.98)	7000 (23.09)	8000 (22.12)	9000 (21.39)	10000 (20.57)
	Equivalent Effective Sensible Heat Factor Referred to a Sea Level Psychrometric Chart or Tables									
.95	.95	.95	.95	.96	.96	.96	.96	.96	.96	.96
.90	.90	.91	.91	.91	.92	.92	.92	.92	.93	.93
.85	.85	.86	.86	.87	.87	.88	.88	.88	.89	.89
.80	.81	.81	.82	.82	.83	.83	.84	.84	.85	.85
.75	.76	.76	.77	.78	.78	.79	.80	.80	.81	.81
.70	.71	.72	.72	.73	.74	.75	.75	.76	.77	.77
.65	.66	.67	.68	.68	.69	.70	.71	.71	.72	.73
.60	.61	.62	.63	.64	.64	.65	.66	.67	.68	.69
.55	.56	.57	.58	.59	.60	.61	.61	.62	.63	.64
.50	.51	.52	.53	.54	.55	.56	.57	.57	.58	.59

*Values obtained by use of equation

$$ESHF_e = \frac{1}{\frac{(p_1)(1-ESHF)}{(p_0)(ESHF)} + 1}$$

Where p_0 = barometric pressure at sea level

p_1 = barometric pressure at high elevation

ESHF = ESHF obtained from air conditioning load estimate

ESHF_e = equivalent ESHF referred to a sea level psychrometric chart or Table 66

NOTES FOR TABLE 66:

1. The required apparatus dewpoint for the high elevation is determined from the sea level chart or Table 65 by use of the equivalent effective sensible heat factor. The relative humidity and dry-bulb temperature must be used to define the room condition when using this table because the above equation was derived on this basis. The room wet-bulb temperature must not be used because the wet-

bulb temperature corresponding to any particular condition, for example, 75 F db, 40% rh, at a high elevation is lower (except for saturation) than that corresponding to the same condition (75 F db, 40% rh) at sea level. For the same value of room relative humidity and dry-bulb temperature, and the same apparatus dewpoint, there is a greater difference in moisture content between the two conditions at high elevation than at sea level. Therefore, a higher apparatus dewpoint is required at high elevation for a given effective sensible heat factor.

2. Air conditioning load estimate (See Fig. 44). The factors 1.08 and .68 on the air conditioning load estimate should be multiplied by the direct ratio of the barometric pressures $\frac{(p_1)}{(p_0)}$. Using this method, it is assumed that the air quantity (cfm) is measured at actual conditions rather than at standard air conditions. The outdoor and room moisture contents, grains per pound, must also be corrected for high elevations.

3. Reheat—Where the equivalent effective sensible heat factor is lower than the shaded values in Table 65, reheat is required.

TABLE 65—APPARATUS DEWPOINTS (Continued)

79 - 72 F DB

ROOM CONDITIONS				EFFECTIVE SENSIBLE HEAT FACTOR AND APPARATUS DEWPOINT*										
DB	RH	WB	W	ESHF	ADP									
(F)	(%)	(F)	(gr/lb)		1.00	.96	.91	.89	.85	.82	.78	.75	.73	
79	35	61.0	51.5	ADP	48.9	48	46	45	43	41	37	32	26	
	40	62.7	59.2	ADP	52.7	52	50	48	46	43	41	36	29	
	45	64.3	66.7	ADP	55.9	54	52	50	48	46	44	39	32	
	50	65.9	74.2	ADP	58.9	57	55	53	51	49	47	42	33	
	55	67.4	81.9	ADP	61.4	61	59	57	55	53	51	47	41	
	60	68.8	89.3	ADP	63.9	63	61	59	57	55	51	47	41	
	65	70.2	97.0	ADP	66.3	65	63	61	59	57	55	51	48	
	70	71.6	104.8	ADP	68.5	67	66	65	63	61	59	57	53	

ROOM CONDITIONS				EFFECTIVE SENSIBLE HEAT FACTOR AND APPARATUS DEWPOINT*										
DB	RH	WB	W	ESHF	ADP									
(F)	(%)	(F)	(gr/lb)		1.00	.96	.91	.87	.84	.81	.79	.77	.74	
76	35	58.9	46.7	ADP	46.3	45	43	41	39	37	34	31	21	
	40	60.4	53.7	ADP	49.7	49	47	45	43	41	39	32	22	
	45	61.9	60.4	ADP	53.2	52	50	48	46	44	40	37	31	
	50	63.4	67.4	ADP	56.2	55	53	51	49	46	43	40	32	
	55	64.9	74.0	ADP	58.7	58	56	54	52	50	48	44	38	
	60	66.2	80.9	ADP	61.1	60	58	56	54	52	49	46	43	
	65	67.6	87.6	ADP	63.4	62	60	58	56	54	52	48	43	
	70	68.9	94.6	ADP	65.5	64	62	60	58	56	54	52	49	

78	35	60.3	50.0	ADP	48.2	47	45	43	41	37	35	31	22
	40	61.9	57.3	ADP	51.7	50	48	46	44	42	38	34	25
	45	63.5	64.6	ADP	55.0	54	52	50	48	46	42	39	34
	50	65.0	71.9	ADP	57.9	57	55	53	51	49	47	42	36
	55	66.6	79.2	ADP	60.5	60	58	56	54	51	48	44	41
	60	67.9	86.4	ADP	63.0	62	61	60	58	56	53	49	42
	65	69.3	93.8	ADP	65.2	64	63	62	61	59	57	53	48
	70	70.6	101.2	ADP	67.5	65	64	63	62	60	58	55	48

75	20	53.2	25.7	ADP	31.5	30	28	26	24	22	20		
	25	54.8	32.1	ADP	36.9	34	32	30	28	25	21		
	30	56.5	38.5	ADP	41.4	40	38	36	34	32	28	24	20
	35	58.1	45.2	ADP	45.5	44	42	40	38	34	31	27	22
	40	59.6	51.8	ADP	49.1	48	46	44	42	40	37	32	24
	45	61.1	58.2	ADP	52.2	51	49	47	45	43	40	35	21
	50	62.6	65.0	ADP	55.2	54	52	50	48	46	44	40	34
	55	64.0	71.5	ADP	57.8	57	56	54	52	50	47	44	39
73	60	65.3	77.9	ADP	60.1	59	57	55	53	51	49	46	43
	65	66.7	84.8	ADP	62.4	61	59	57	55	53	51	48	44
	70	68.0	91.2	ADP	64.5	63	62	61	59	57	55	52	49

77	35	59.6	48.3	ADP	47.3	46	44	42	40	36	33	28	24
	40	61.2	55.5	ADP	50.9	50	48	46	44	42	40	36	27
	45	62.7	62.4	ADP	54.1	53	51	49	47	45	43	39	29
	50	64.2	69.7	ADP	57.0	56	54	52	50	48	46	42	37
	55	65.6	76.6	ADP	59.6	59	57	55	53	51	48	44	37
	60	67.1	83.6	ADP	62.0	61	60	59	58	56	53	48	43
	65	68.5	90.8	ADP	64.4	63	61	59	57	55	53	51	48
	70	69.8	97.9	ADP	66.5	65	63	61	59	57	55	53	49

72	35	55.9	40.8	ADP	42.8	42	40	38	36	34	31	28	22
	40	57.3	46.7	ADP	46.3	45	44	42	40	38	34	30	23
	45	58.7	52.7	ADP	49.5	48	47	46	44	42	40	38	32
	50	60.1	58.8	ADP	52.4	51	50	48	46	44	43	40	37
	55	61.4	64.4	ADP	54.9	54	52	50	48	45	42	39	36
	60	62.7	70.2	ADP	57.3	56	54	52	50	48	46	42	39

See page 147 for notes.

G. AIR QUANTITY EQUATIONS

$$cfm_{da} = \frac{ERSH}{1.08 \times (1 - BF)(t_{rm} - t_{adp})} \quad (36)$$

$$cfm_{da} = \frac{ERLH}{.68 \times (1 - BF)(W_{rm} - W_{adp})} \quad (37)$$

$$cfm_{da} = \frac{ERTH}{4.45 \times (1 - BF)(h_{rm} - h_{adp})} \quad (38)$$

$$cfm_{da} \dagger = \frac{TSH}{1.08(t_{edb} - t_{ldb})} \quad (39)$$

$$cfm_{da} \dagger = \frac{TLH}{.68(W_{ca} - W_{la})} \quad (40)$$

$$cfm_{da} \dagger = \frac{GTH}{4.45(h_{ra} - h_{la})} \quad (41)$$

$$cfm_{sa} = \frac{RSH}{1.08 \times (t_{rm} - t_{sa})} \quad (42)$$

$$cfm_{sa} = \frac{RLH}{.68 \times (W_{rm} - W_{sa})} \quad (43)$$

$$cfm_{sa} = \frac{RTH}{4.45 \times (h_{rm} - h_{sa})} \quad (44)$$

$$cfm_{ba} = cfm_{sa} - cfm_{da} \quad (45)$$

Note: cfm_{da} will be less than cfm_{sa} only when air is physically bypassed around the conditioning apparatus.

$$cfm_{sa} = cfm_{oa} + cfm_{ra} \quad (46)$$

H. DERIVATION OF AIR CONSTANTS

$$1.08 = .244 \times \frac{60}{13.5}$$

where .244 = specific heat of moist air at 70 F db and 50% rh,
Btu/(deg F) (lb dry air)
60 = min/hr
13.5 = specific volume of moist air at 70 F db and 50% rh

$$.68 = \frac{60}{13.5} \times \frac{1076}{7000}$$

where 60 = min/hr
13.5 = specific volume of moist air at 70 F db and 50% rh
1076 = average heat removal required to condense one pound of water vapor from the room air
7000 = grains per pound

$$4.45 = \frac{60}{13.5}$$

where 60 = min/hr
13.5 = specific volume of moist air at 70 F db and 50% rh



**FACULTAD DE INGENIERIA U.N.A.M.
DIVISION DE EDUCACION CONTINUA**

*CURSOS ABIERTOS
PROYECTO DE AIRE ACONDICIONADO*

EQUIPO TERMINAL

*JUNIO
1992*

EQUIPO TERMINAL

Se da el nombre de equipo terminal, a aquel que "produce" el aire que se va a emplear para el acondicionamiento de un local. Los equipos más comunes son los siguientes:

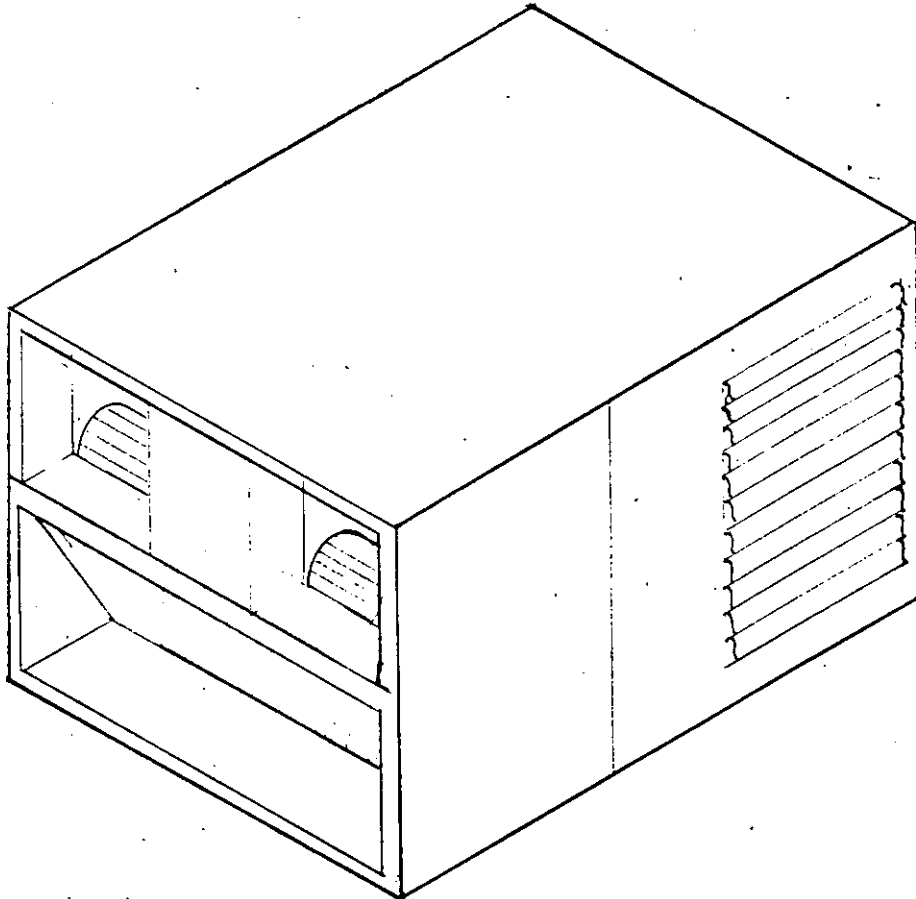
- a) Unidad paquete
- b) Manejadora de aire
- c) Fan & coil

Hay algunos otros como son el equipo de inducción y otros pero por ser equipos poco comunes en nuestro medio no son muy importantes.

A.- UNIDADES PAQUETE

Es un sistema de refrigeración completo integrado en una sola unidad; conteniendo condensador, compresor, sistemas de control y una cámara que contiene un serpentín evaporador y ventiladores centrífugos para el manejo del aire.

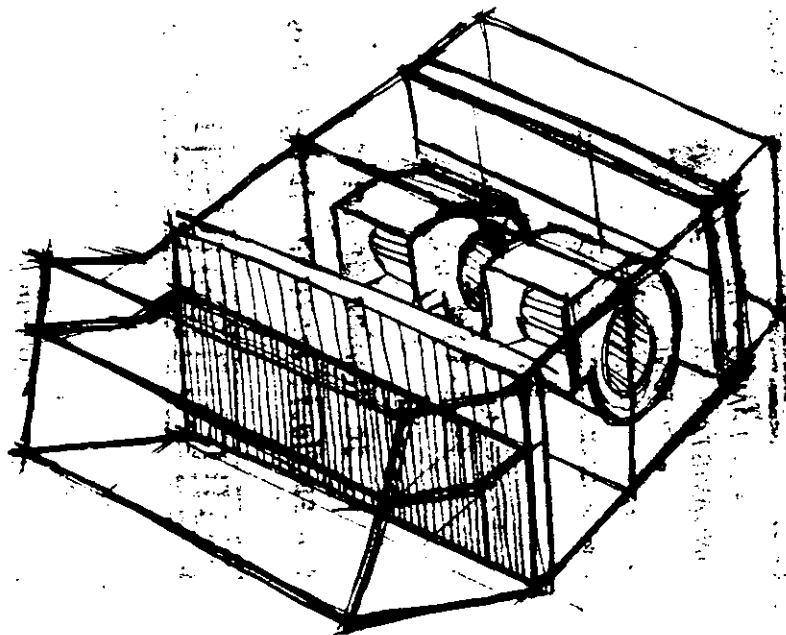
Esta unidad para instalaciones pequeñas es la más cómoda, ya que requiere una inversión moderada y su costo de instalación es relativamente bajo



B.- MANEJADORA DE AIRE

Es un equipo constituido por uno o mas ventiladores centrífugos, serpentines que operan con agua helada, caliente o sistema de expansión directa. Caja de filtros y compuertas para regulación de aire.

Se emplea para el acondicionamiento de zonas relativamente extensas y puede ser para el abastecimiento de una " zona " que deberá tener una temperatura homogénea o varias zonas (Multizona) en cuyo caso se regulará la temperatura del aire que será enviado a diversas zonas del local por medio de un sistema de compuertas de regulación que permitirán que el aire enviado sea mas frío o mas caliente; esto se regulará por medio de sistemas de control de temperatura.

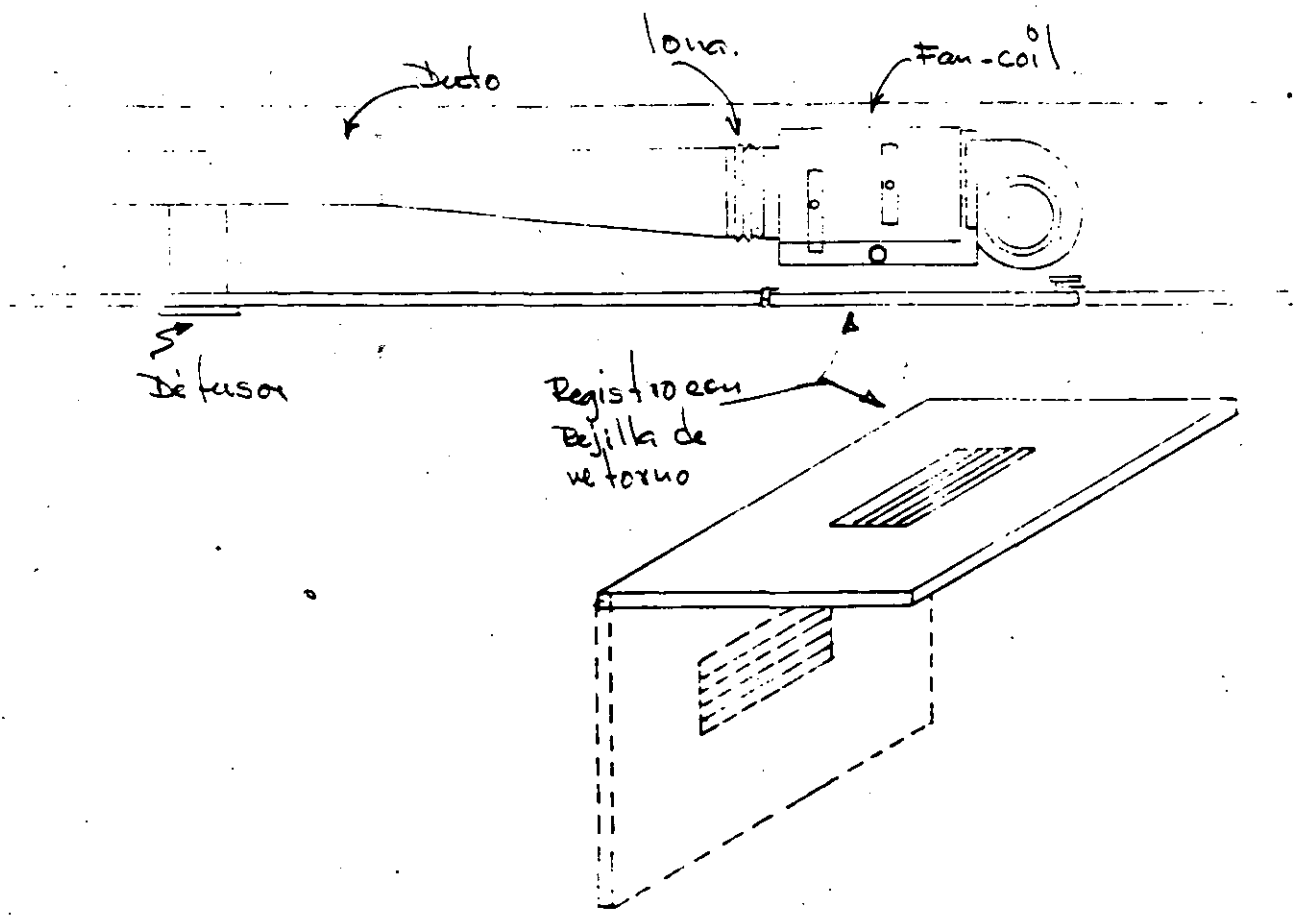
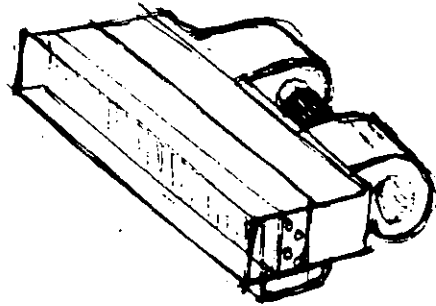


C.- FAN & COIL

El fan & coil realmente es una pequeña manejadora cuya capacidad normalmente es inferior a 3 TR (Toneladas de refrigeración, una TR es 3 024 Kcal/h) este equipo opera normalmente por medio de la circulación de agua helada; aunque los hay que operan por medio de expansión directa. Su empleo se limita a locales pequeños como cuartos de hoten, oficinas, etc; sin embargo agrupandolos pueden cubrir areas importantes. Se instalan normalmente en el claro. comprendido entre el plafond de un local y el techo; el aire acondicionado producido se intrduce al local por medio de un ducto y un difusor, el retorno se hace normalmente colocando una rejilla de retorno bajo el equipo. La gran ventaja que presentan es la versatilidad que se logra en el control de temperatura, ya que se puede controlar al gusto del usuario, además cuentan con un motor de 3 velocidades que permite el flujo de aire al gusto del que lo va a operar.

Como regla general, siempre que esto sea posible, será mas cómodo y mas barato enviar agua helada a través de las instalaciones de un edificio que ductos de aire acondicionado; esto da una mayor importancia al empleo

de manejadoras y fan & coils





**FACULTAD DE INGENIERIA U.N.A.M.
DIVISION DE EDUCACION CONTINUA**

CURSOS ABIERTOS

PROYECTO DE AIRE ACONDICIONADO

SELECCION DE SERPENTINES

*JUNIO
1992*

SELECCION DE SERPENTINES

Uno de los problemas que se deben solucionar en el diseño de un sistema de aire acondicionado, es la selección adecuada de los serpentines de enfriamiento o calefacción con que va a contar la unidad manejadora a emplear. Una vez que se han calculado las cargas térmicas que habrán de retirarse, es necesario especificar los equipos que realizarán este servicio; del análisis psicrométrico del problema considerado tenemos las siguientes variables:

- a.- Condiciones de inyección; t_{bs} , t_{bh}
- b.- Condiciones de mezcla del aire; aire exterior y aire de recirculación que se alimentarán al equipo enfriador; t_{bs} , t_{bh}
- c.- Calor total por absorber o suministrar Kcal/h
- d.- Cantidad de aire requerido; kg/h, m^3/h

Con esta información se puede proceder a la selección de los equipos requeridos:

El primer paso consiste en hacer una selección de la unidad manejadora que será empleada; requerimos el gasto de aire y la presión que habrá que vencer en las redes de ductos y difusores.

Para la correcta selección de la manejadora, los fabricantes sugieren una velocidad máxima a través de los serpentines de enfriamiento para evitar arrastre de agua que se haya condensado en ellos; se presenta una tabla de velocidades recomendadas por un fabricante. SON VELOCIDADES MAXIMAS

Altura SNM. (m)	Densidad aire (kg/m ³)	Velocidad máxima (Pies/min)	(m/s)
0	1.2	615	3.12
304	1.16	630	3.20
610	1.11	640	3.25
915	1.07	650	3.30
1 220	1.04	660	3.35
1 525	1.00	670	3.40
1 830	0.96	685	3.48
2 130	0.92	700	3.55
2 440	0.89	710	3.60
2 740	0.85	725	3.68
3 050	0.82	740	3.76

En la selección que se realice de una unidad manejadora es necesario tomar en cuenta estas velocidades máximas de flujo a través de los serpentines; una vez seleccionada la manejadora, ya se cuenta con información del área de los serpentines que se habrán de seleccionar.

CARGA TERMICA UNITARIA (CTU)

Las capacidades de los serpentines tanto de enfriamiento como de calefacción se encuentran tabuladas en

capacidad térmica por unidad de area (Kcal/m²), (BTU/ft²)
 por lo que es indispensable tener una selección de la
 unidad manejadora para conocer el area de flujo de los
 serpentines y así poder calcular la CTU

Ejemplo:

Se tiene una carga térmica de 74 300 Kcal/h
 Gasto de aire 12 750 m³/h

Condiciones del aire de mezcla tbs= 24 °C (75°F)
 tbh= 19°C (66°F)

Condiciones requeridas de inyección tbs= 11.4°C (52.5°F)
 tbh= 11.0°C (51.8°F)

Para estas condiciones se selecciona una unidad manejadora
 modelo 140 cuya area de serpentín es de 14 ft²; la velocidad
 de flujo del aire es de 535 ft/min.

$$CTU = \frac{294\,841 \text{ BTU/h}}{14 \text{ ft}^2} = 21\,060 \text{ BTU/h ft}^2$$

Con la información de que se dispone se busca la capacidad
 en las tablas de serpentines para agua helada; encontrandose
 lo siguiente:

Serpentín de la serie HC con 5 hileras trabajando a
 una velocidad de 500 ft/min; empleandose agua de 45°F,
 con una diferencial de 10°F y un gasto de 5 gpm/circuito

Por regla general el mejor equipo será el que sea
 mas sencillo. Para calcular las caidas de presión tanto del
 agua en circulación por el serpentín, como para el aire
 que pasa a través de él, los fabricantes dan tablas o nomogramas

FANS AND DIAMETER

COILS—W x L
Tubes
Face Area

2 - 16"
25 1/2" x 79"
14
14.0 Sq. Ft.

MODEL 140 FC

FLAT FILTER

6 - 16" x 25" x 2"

CFM	Coil FV	Filter Vol	Flat Filter Static Pressures		
			TA	LV	MV
5600	400	389	.15	.07	.08
7000	500	486		.10	.11
8400	600	583			.15
9800	700	667			.19
11200	800	763			

ANGLE FILTER

9 - 16" x 25" x 2"

CFM	Coil FV	Filter Vol	Angle Filter Static Pressures		
			TA	LV	MV
5600	400	271	.09	.04	.04
7000	500	338	.13	.06	.06
8400	600	406	.17	.08	.08
9800	700	453	.19	.09	.10
11200	800	530		.11	.13

MULTIZONE

Heating Coil

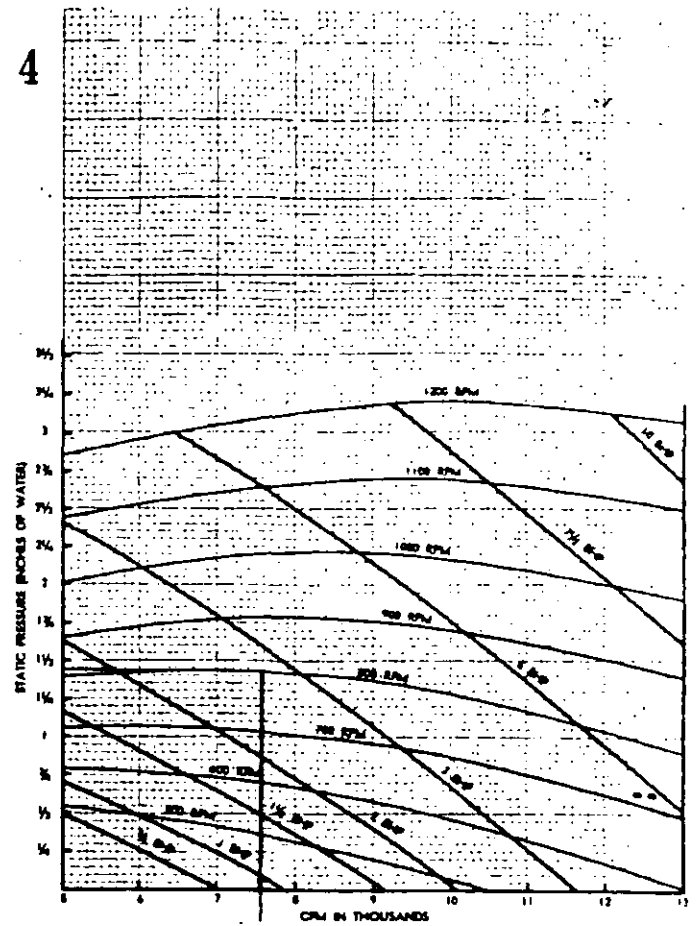
W x L
Tubes
Face Area

15" x 79"
8
8.22 Sq. Ft.

CFM	Coil FV	Zone Damper	Static Pressures
7000	500	.12	
8400	600	.16	
9800	700	.20	

Max. No. of Zones — 16

4



FANS AND DIAMETER

COILS—W x L
Tubes
Face Area

2 - 12"
25 1/2" x 79"
14
14.0 Sq. Ft.

MODEL 140 AIRFOIL

FLAT FILTER

6 - 16" x 25" x 2"

CFM	Coil FV	Filter Vol	Flat Filter Static Pressures		
			TA	LV	MV
5600	400	389	.15	.07	.08
7000	500	486		.10	.11
8400	600	583			.15
9800	700	667			.19
11200	800	763			

ANGLE FILTER

9 - 16" x 25" x 2"

CFM	Coil FV	Filter Vol	Angle Filter Static Pressures		
			TA	LV	MV
5600	400	271	.09	.04	.04
7000	500	338	.13	.06	.06
8400	600	406	.17	.08	.08
9800	700	453	.19	.09	.10
11200	800	530		.11	.13

MULTIZONE

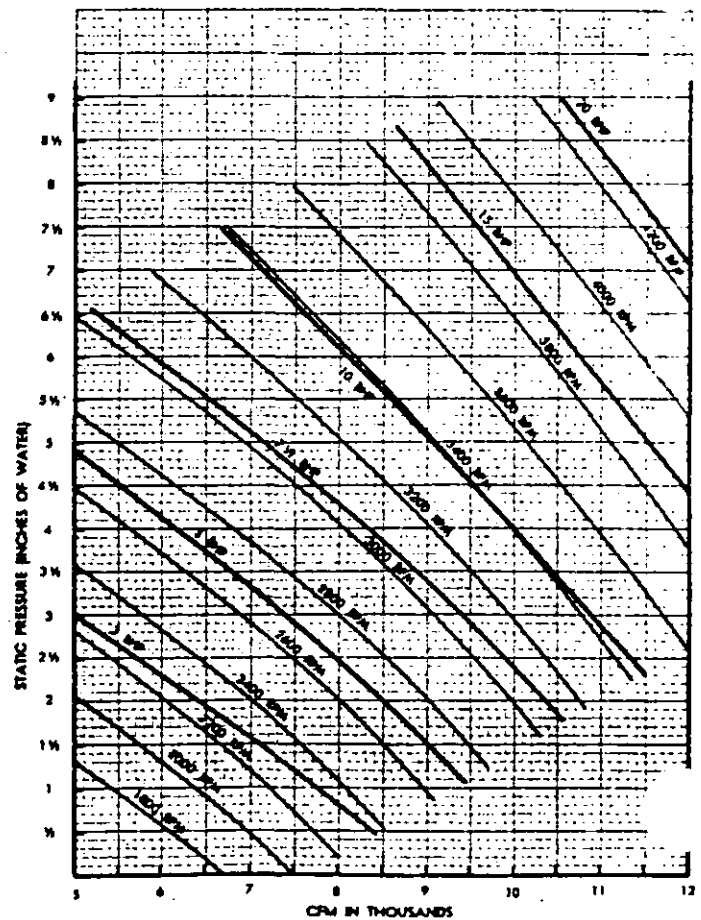
Heating Coil

W x L
Tubes
Face Area

15" x 79"
8
8.22 Sq. Ft.

CFM	Coil FV	Zone Damper	Static Pressures
7000	500	.12	
8400	600	.16	
9800	700	.20	

Max. No. of Zones — 16



5
CAPACITY-CHILLED WATER COILS

SERIES
HC

7
66

3 Row			4 Row			5 Row			6 Row			7 Row			8 Row			WT RISE	T _i	CAP RATE
BTUH	WBI	DBI	BTUH	WBI	DBI	BTUH	WBI	DBI	BTUH	WBI	DBI	BTUH	WBI	DBI	BTUH	WBI	DBI			
12670	55.8	56.8	15390	53.3	53.8	17720	51.2	51.4	19620	49.3	49.4	21240	47.7	47.7	22380	46.5	46.5	8		
12210	56.2	57.3	14830	53.8	54.3	17100	51.7	52.0	19000	49.9	50.0	20570	48.4	48.4	21820	47.1	47.1	10		
11660	56.7	57.8	14320	54.3	54.8	16460	52.3	52.6	18320	50.6	50.7	19830	49.1	49.2	21270	47.6	47.7	12		

BTUH = Btu Per Hour Per Square Foot Of Face Area
 WBI = Initial Wet Bulb Temperature
 DBI = Initial Dry Bulb Temperature
 DBF = Final Dry Bulb Temperature
 WBF = Final Wet Bulb Temperature
 WT = Initial Water Temperature



**FACULTAD DE INGENIERIA U.N.A.M.
DIVISION DE EDUCACION CONTINUA**

CURSOS ABIERTOS

PROYECTO DE AIRE ACONDICIONADO

D U C T O S

*JUNIO
1992*

DUCTOS

Los ductos para aire son conductos por los cuales se hace circular el aire necesario para mantener las condiciones de comodidad establecidas para un local determinado.

Normalmente la sección rectangular y fabricados en lámina galvanizada calibre 22, 24 o 26 dependiendo de sus dimensiones, no obstante, también pueden ser de sección circular, lo cual permite dar mayor velocidad al aire pero también requiere de mano de obra más especializada.

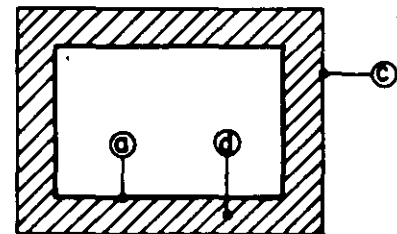
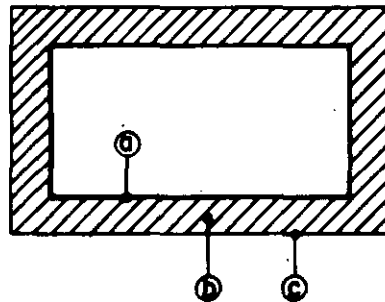
Estos ductos deben ir aislados por varias razones: en caso de conducir aire caliente, para evitar que este aire se enfríe antes de llegar al lugar donde se requiere, en caso de conducir aire frío, para evitar que éste se caliente en el trayecto y también para evitar que el aire que rodea al ducto al enfriarse, forme gotas de agua condensadas que provocarían finalmente goteras, humedades y deterioro.

A continuación se dan tablas que indican el calibre de lámina que se debe utilizar dependiendo de las dimensiones del ducto, así mismo se muestran esquemas de como se debe aislar un ducto de calefacción y uno de refrigeración.

DIMENSION DEL LADO
MAYOR DEL DUCTO
cm pulg

CALIBRE DE LAMINA
GALVANIZADA A USAR

0- 30	0-12	26
31- 76	13-30	24
77-135	31-54	22



DUCTO DE CALEFACCION

DUCTO DE ENFRIAMIENTO

- a) Ducto de lámina galvanizada
- b) Aislamiento de fibra de vidrio de 25 mm de espesor (1")
- c) Papel bondalum pegado con resista 5000
- d) Aislamiento de fibra de vidrio o espuma de poliestireno de 25 mm (1") Ø.

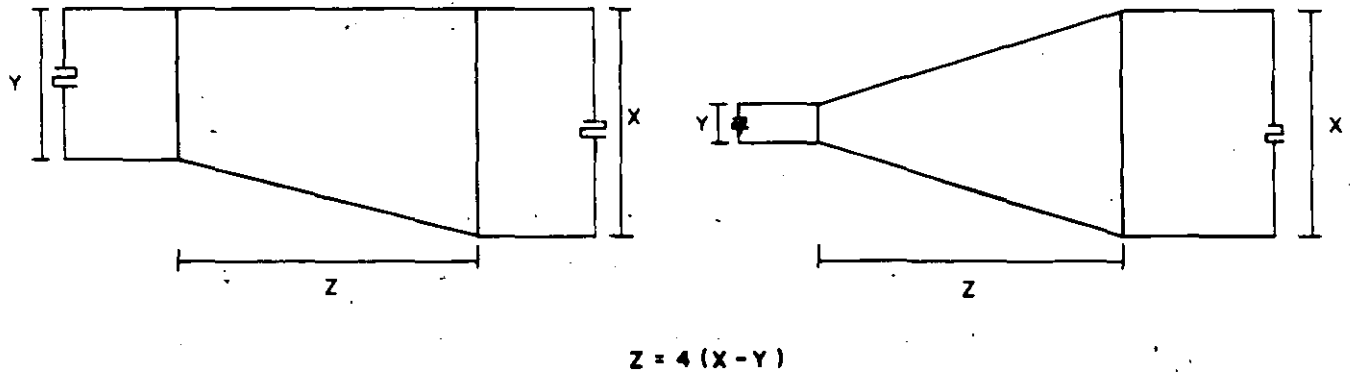
En caso de que los ductos se instalen a la intemperie, habrá que ponerles un recubrimiento a base de cemento monolítico de 25 mm de espesor (1") puesto sobre una tela de gallinero que le ayudará a adherirse al aislamiento.

Para el diseño de ductos deben seguirse ciertas normas que a continuación se señalan:

- 1.- Su trayectoria debe ser lo más recta posible
- 2.- El largo y ancho del ducto no debe rebasar una relación de 3:1
- 3.- La caída de presión recomendable es de 8.5 mm H₂O/100 mt. de ducto (0.1 pulg H₂O/100 pies de ducto).
- 4.- Las velocidades máximas permisibles son las que aparecen en la siguiente tabla:

TOMAS DE	RESIDENCIAS		LOCALES PUBLICOS		INSTALACIONES INDUSTRIALES	
	m/s	FPM	m/s	FPM	m/s	FPM
Aire exterior	2.50	500	2.50	500	2.50	500
Filtros	1.25	250	1.55	300	1.80	350
Serpentines	2.30	450	2.50	500	3.05	600
Lavadoras de aire	2.50	500	2.50	500	2.50	500
Succión de ventilador	3.50	700	4.00	800	5.10	1000
Descarga de ventilador	4.50	900	5.10	1000	7.10	1400
Ductos principales	5.10	1000	6.60	1300	8.15	1600
Ductos secundarios	8.65	1700	11.20	2200	14.20	2800
Derivaciones a difusores	3.50	700	5.10	1000	6.10	1200
	6.10	1200	8.15	1600	11.20	2200
	3.05	600	3.05	600	4.00	800
	5.10	1000	6.60	1300	9.15	1800
	2.50	500	3.05	600	4.00	800
	4.00	800	6.10	1200	8.15	1000

5.- Las reducciones deben seguir las siguientes relaciones:



TUBERIAS

Las tuberías utilizadas para la conducción de agua fría o caliente y vapor pueden ser de los siguientes materiales:

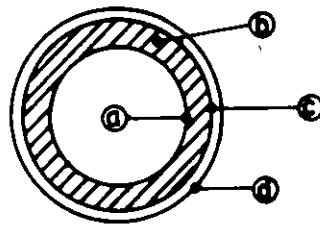
- a) Cobre tipo "M" (agua fría o caliente)
- b) Fierro galvanizado cedula 40 (agua fría o caliente),
- c) Acero negro soldable cedula 40 (agua y/o vapor).

Lo más frecuente es utilizar tubería de cobre para diámetros desde 13 mm (1/2") hasta 76 mm (3") y tubería de acero negro soldable cedula 40 para diámetros de 100 mm (4") en adelante.

Nunca deben emplearse combinaciones de tuberías de cobre y tubería de hierro galvanizado ya que la unión de estos materiales genera una diferencia de potencial eléctrico llamado PAR GALVANICO, el cual produce deterioro de la conexión y obviamente su falla después de algún tiempo.

En general no es recomendable el uso de tubería de hierro galvanizado debido a su corta vida (5-10 años) y a los graves problemas de obstrucción que presenta: Al igual que los ductos las tuberías deben ir aisladas para mantener su temperatura y para evitar condensaciones de aire que los rodea.

A continuación se dá una tabla que señala el espesor recomendado de aislamientos para los diferentes diámetros de tuberías y para las diferentes temperaturas.



- a) Tubería de cobre o de hierro
- b) Aislamiento de fibra de vidrio
- c) Manta de cielo impregnada con impermeabilizante
- d) Pintura y/o lámina de aluminio o galvanizada.

AISLAMIENTO DE TUBERIAS

Para el diseño de tuberías deben tomarse en cuenta las siguientes consideraciones

- 1.- Las trayectorias deben ser lo más rectas que la estructura y arquitectura lo permitan.
- 2.- La caída de presión por fricción no debe exceder del 10 m col H2O/100 m. tubería en tuberías de agua fría o caliente.
- 3.- Las velocidades máximas permisibles, son:

	m/s	FPM
Tuberías de agua (fría o caliente)	3	590
Tuberías de vapor (P=7 kg/cm ² = 100 psig)	50	9800
Tuberías de vapor (P=1.05 kg/cm ² =12 psig)	30	6000

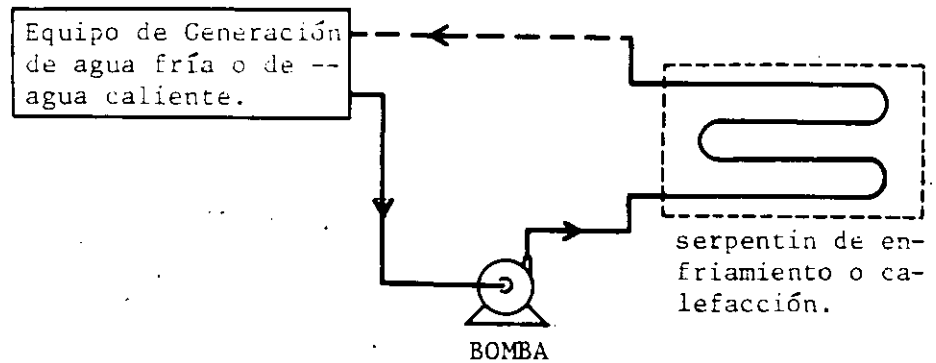
4.- Las tuberías por ser metálicas, tienen dilataciones y contracciones debido los cambios de temperatura; estos cambios de longitud deberán ser absorbidos por accesorios especiales llamados juntas de expansión (para tuberías de vapor) y por mangueras flexibles (en tuberías de agua fría y caliente). Se deberá instalar una junta de expansión o manguera flexible (según el caso) cada tramo que pueda tener una variación en su longitud de 2.5 a 5.0 cm (1"-2") Si la variación es mayor de 5.0 cm (2") se deberán instalar varios accesorios de los mencionados. Si la variación es menor a 2 cm (3/4"), se puede absorber con un juego de codos.

A continuación se proporcionan gráficas para el cálculo de diámetros de tuberías de agua (fría y caliente) y para vapor en alta y baja presión, así como para el cálculo de longitud equivalente de los diferentes accesorios que pueden instalarse.

En los sistemas de agua fría y agua caliente existen fundamentalmente dos criterios a seguir:

- a) Retorno directo
- b) Retorno inverso

Ya sea el agua fría o el agua caliente, se producen o generan en un equipo de refrigeración (reciprocante, por absorción, centrífugo) ó en un equipo de calefacción (caldera, caldereta, calentador); a partir de éste equipo, el agua se bombea para que llegue a todos los serpentines que tiene que alimentar (manejadoras y/o fan & coil); el agua atraviesa los serpentines correspondientes y regresa nuevamente al equipo generador de agua fría o caliente.



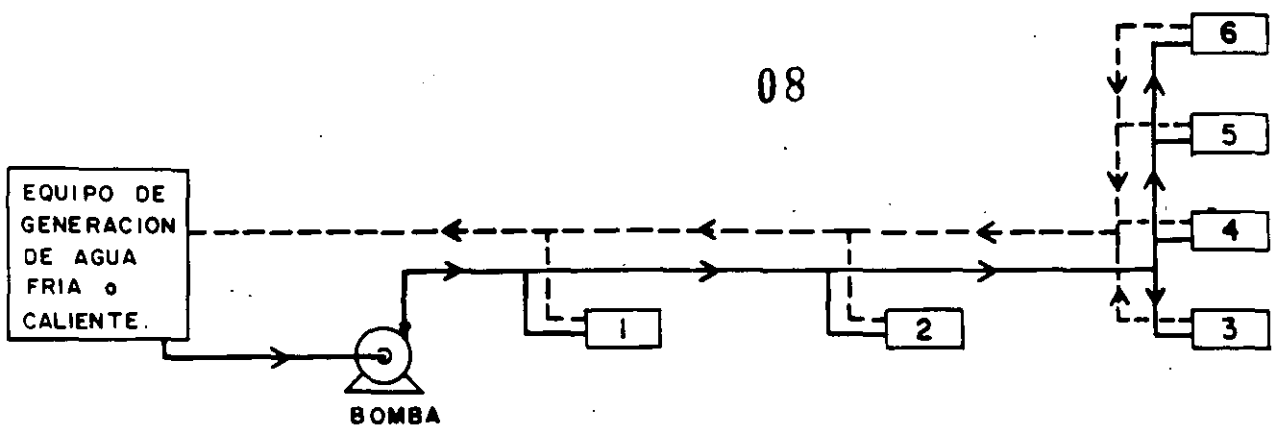
CIRCUITOS DE CIRCULACION DE AGUA

Dependiendo de como se diseñe el retorno, el sistema será de retorno directo o de retorno inverso.

RETORNO DIRECTO

En este sistema, el agua que sale del equipo de bombeo alimenta a los diferentes equipos que lo requieran en forma consecutiva, o sea, primero al equipo que se localiza más cerca y al último al que se encuentre más alejado.

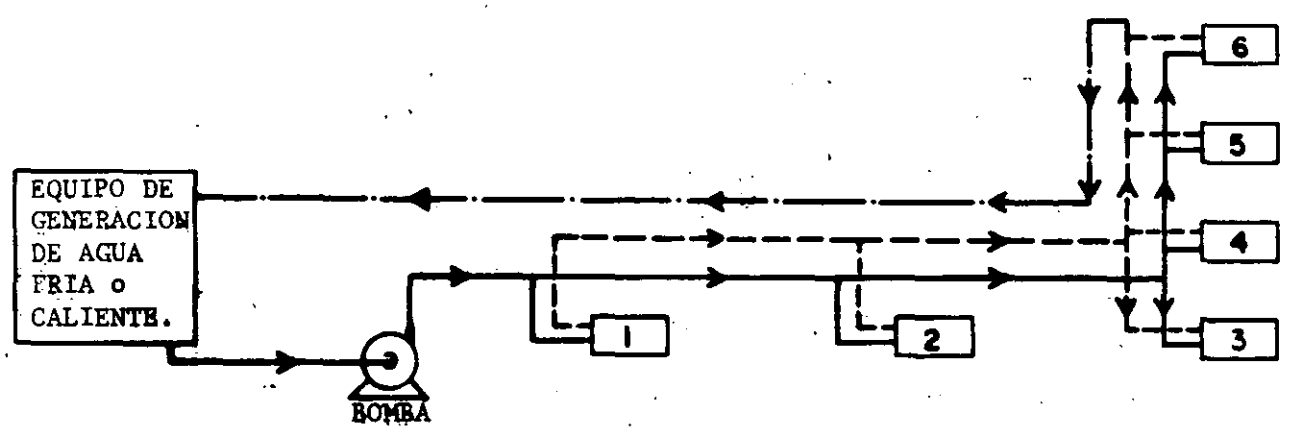
La tubería de retorno normalmente es una tubería paralela a la de alimentación pero que circula en sentido contrario, o sea que recoge primero el retorno del equipo más alejado y finalmente el del equipo más cercano, para así regresar al equipo de generación de agua fría o caliente.



ESQUEMA DE UN SISTEMA DE
RETORNO DIRECTO

RETORNO INVERSO

Este sistema tiene la alimentación de agua en la misma forma que en el caso anterior, en donde difiere es precisamente en la tubería de retorno cuya trayectoria recoge primero al equipo más cercano, que resulta ser también el primero en ser alimentado y conecta al final con el equipo más alejado que es el último en ser alimentado; para de ahí regresar al equipo generador de agua fría o caliente.



ESQUEMA DE UN SISTEMA DE RETORNO INVERSO

Como se puede observar, en este último sistema se requiere de una tubería más - que en el caso anterior, pero tiene la gran ventaja de quedar balanceado casi - totalmente desde el momento de su construcción lo cual hace más eficiente su - funcionamiento.

En el caso del retorno directo, el agua llega con una presión alta al primer ser-
pentín y con una presión baja al último serpentín; en el retorno, la presión de
salida del último serpentín resulta ser también más baja que en el primero y és-
to provoca que en el último serpentín circule menos agua que en el primero.

Esto se puede corregir instalando válvulas tipo globo en la salida de cada ser-
pentín para dar en forma manual la caída de presión necesaria para que todos los
serpentines operen con el gasto de agua correcto. De cualquier forma, no es --
fácil dejar correctamente balanceado todo el sistema ya que cuando se abre o cie-
rra la válvula globo de cualquiera de los serpentines se modifica el flujo en to-
dos los demás.

Cuando se utiliza el retorno inverso, la alimentación al primer serpentín, es al
igual que en el caso anterior, con presión alta y en cambio el del último serpen-
tín es con presión baja, pero a diferencia del retorno directo; en este sistema
de retorno inverso se provoca que, el retorno del primer serpentín, que tiene --
una presión todavía alta, circule una longitud equivalente a la que provoca la -
caída de presión en la tubería de alimentación de forma tal que, cuando se juntan
el retorno del primer serpentín con el del último, sus presiones ya están practi-
camente igualadas sin necesidad de válvulas adicionales.

Este sistema de retorno inverso es más caro en su costo inicial, pero a mediar plazo resulta más económico debido a que disminuye los costos de mantenimiento.

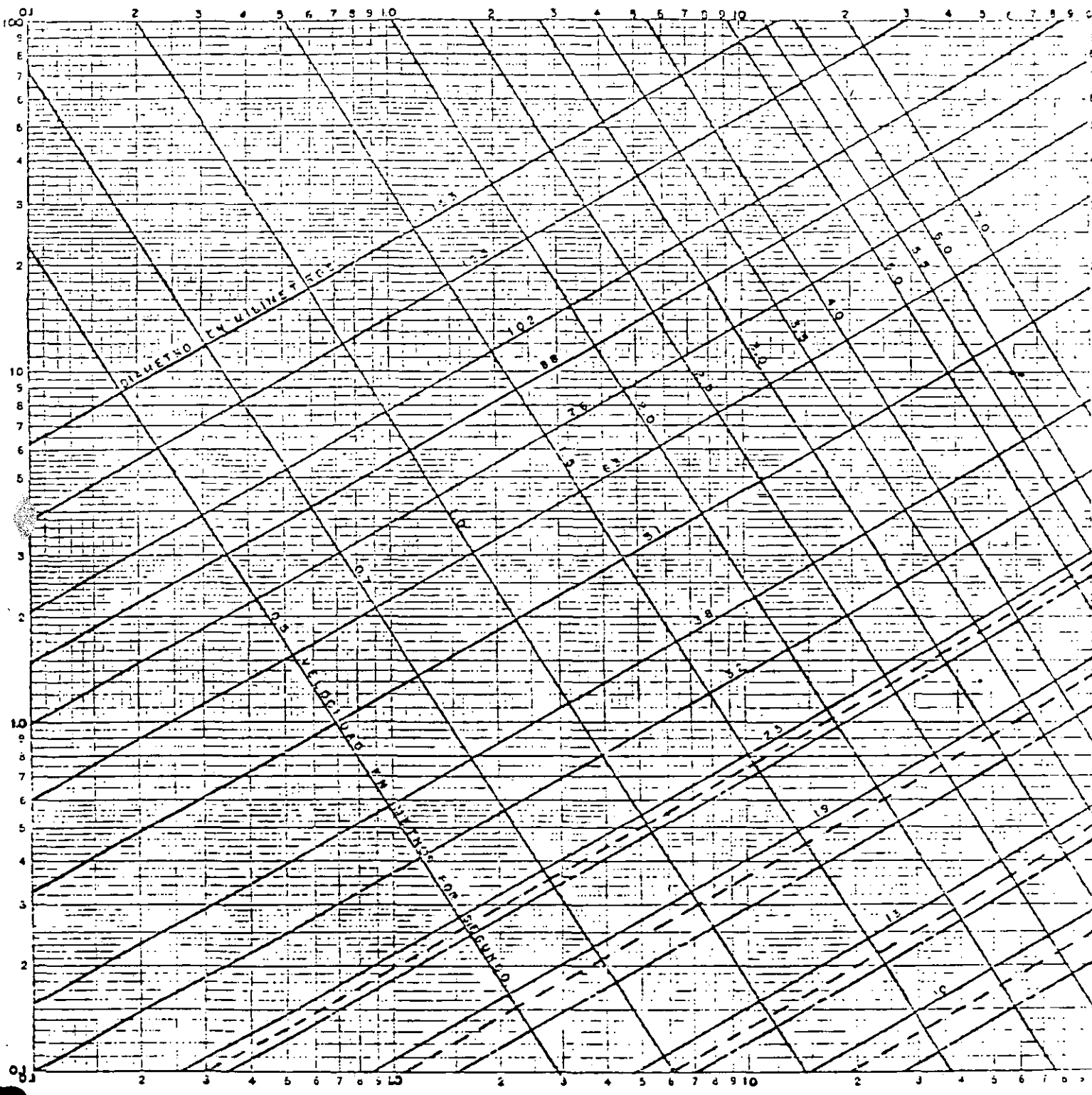
Es aconsejable utilizar este criterio en instalaciones grandes (hoteles, edificios de oficinas, etc.) donde se aprovecharán sus ventajas constantemente.

En instalaciones de pequeñas dimensiones (casas habitación, pequeños comercios, u oficinas), no resulta práctico su empleo, además de que no siempre se tiene una amortización atractiva.

M. S. S. CÓDIGO DE INSTALACIONES Y EQUIPO.	PERDIDA DE CARGA POR FRICCIÓN.	h _f en	$\frac{v^2}{d^{5/3}}$
	TUBERÍA LISA COBRE TIPO "M"	h _f en m.	
		v en m/seg.	d en mm.

94

TIPO "M" —————
 TIPO "L" - - - - -
 TIPO "K" _____

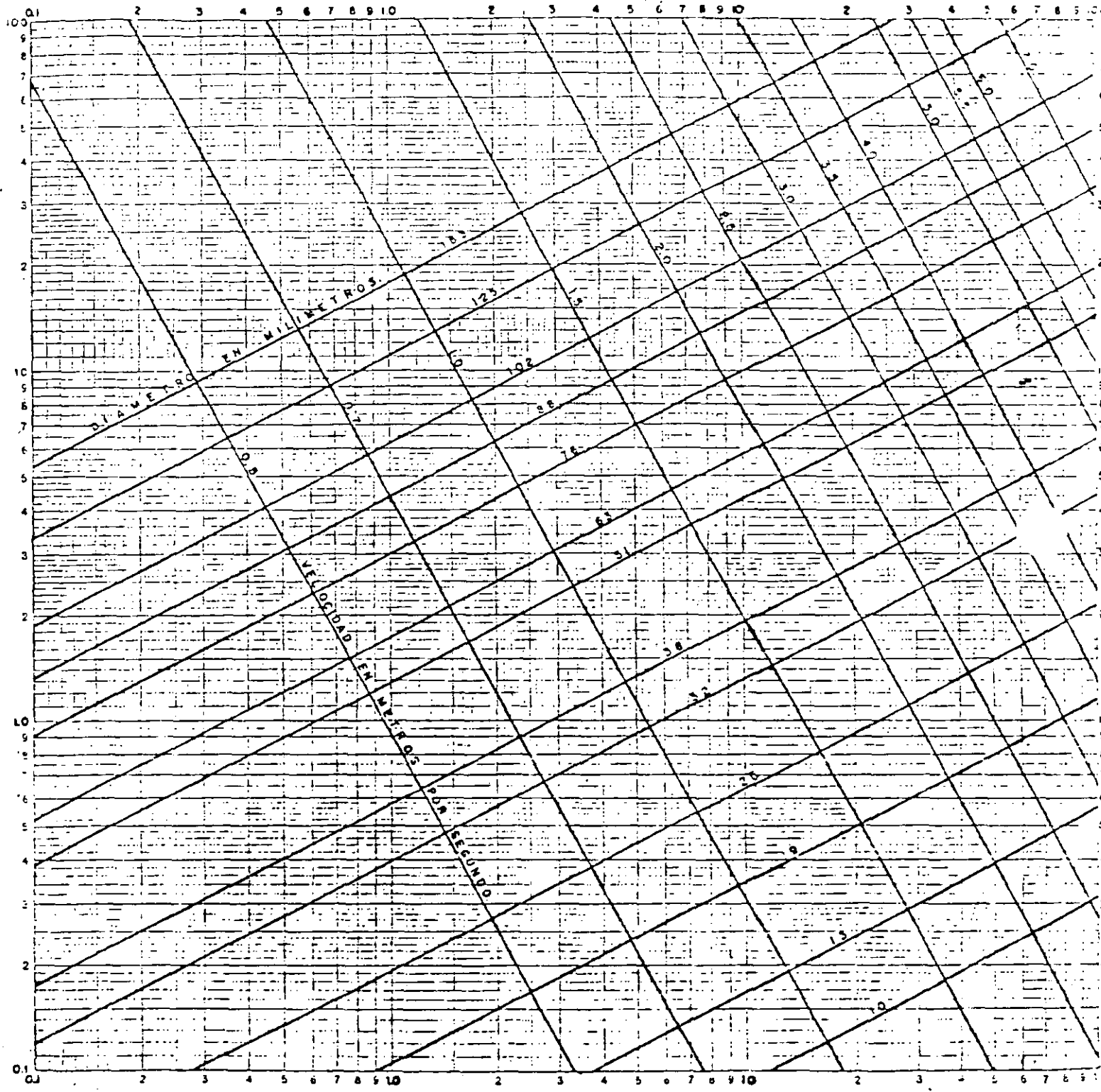


MIC. 349-1.
 P. S. W. REYNOLDS & ESCOBAR CO. BOGOTÁ, COLOMBIA.
 3 X 3.

PERDIDAS DE CARGA EN METROS DE AGUA POR 100 METROS DE TUBERIA.

I. M. S. S. OF DE INSTALACIONES Y EQUIPO	PERDIDA DE CARGA POR FRICCIÓN TUBERIA MEDIANAMENTE RUGOSA.	$n = 2.07$ $h = \text{m/m}$ $v = \text{m/seg}$ $d = \text{mm}$
--	---	---

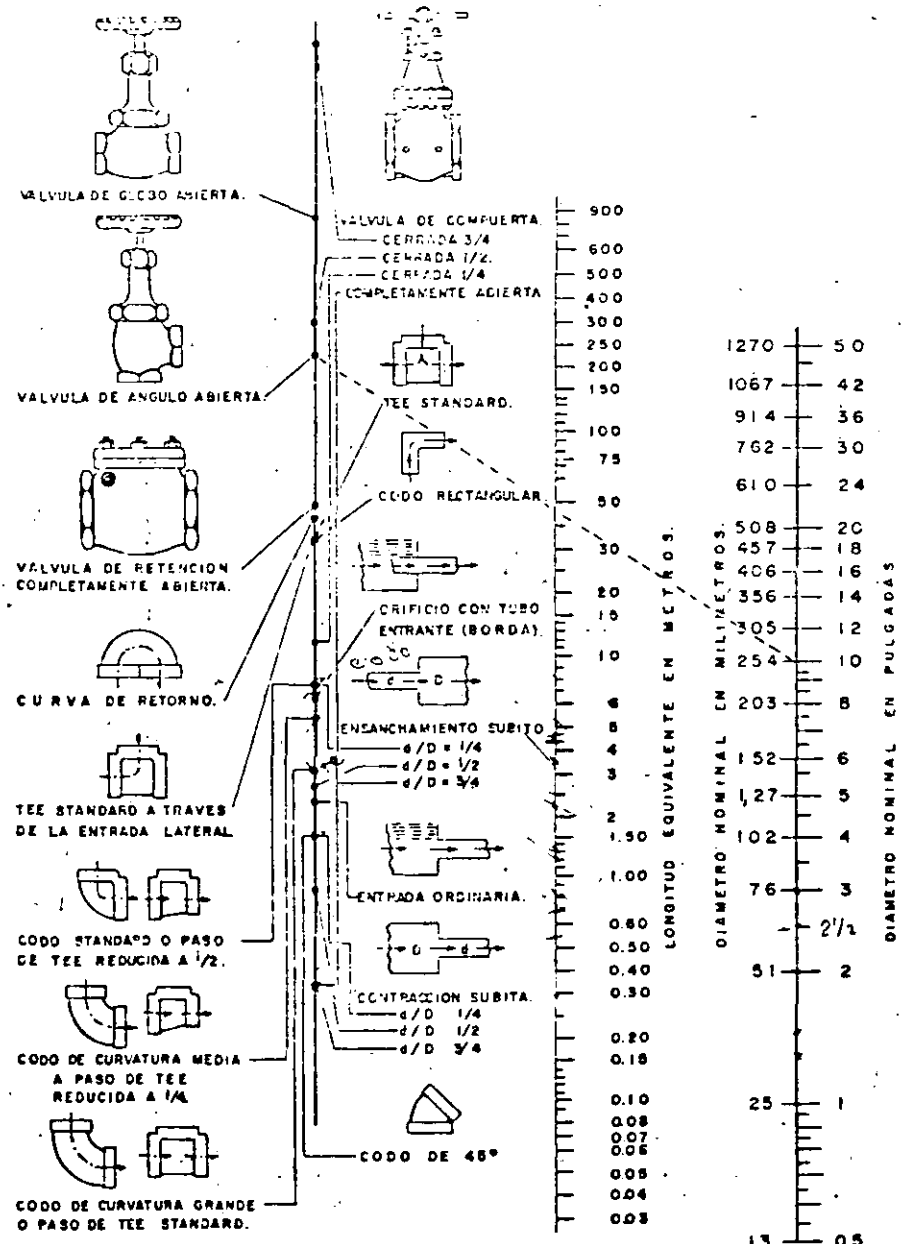
95



IMIC 359-1
 S. A. DE REPOSICION Y EQUIPO
 S. A.

PERDIDAS DE CARGA EN METROS DE AGUA POR 100 METROS DE TUBERIA.

I. M. S. S. OF DE INSTALACIONES Y EQUIPOS.	PERDIDAS DE CARGA EN CONEXIONES.	INSTRUCTIVO CALCULOS
--	-------------------------------------	-------------------------



NOTA:

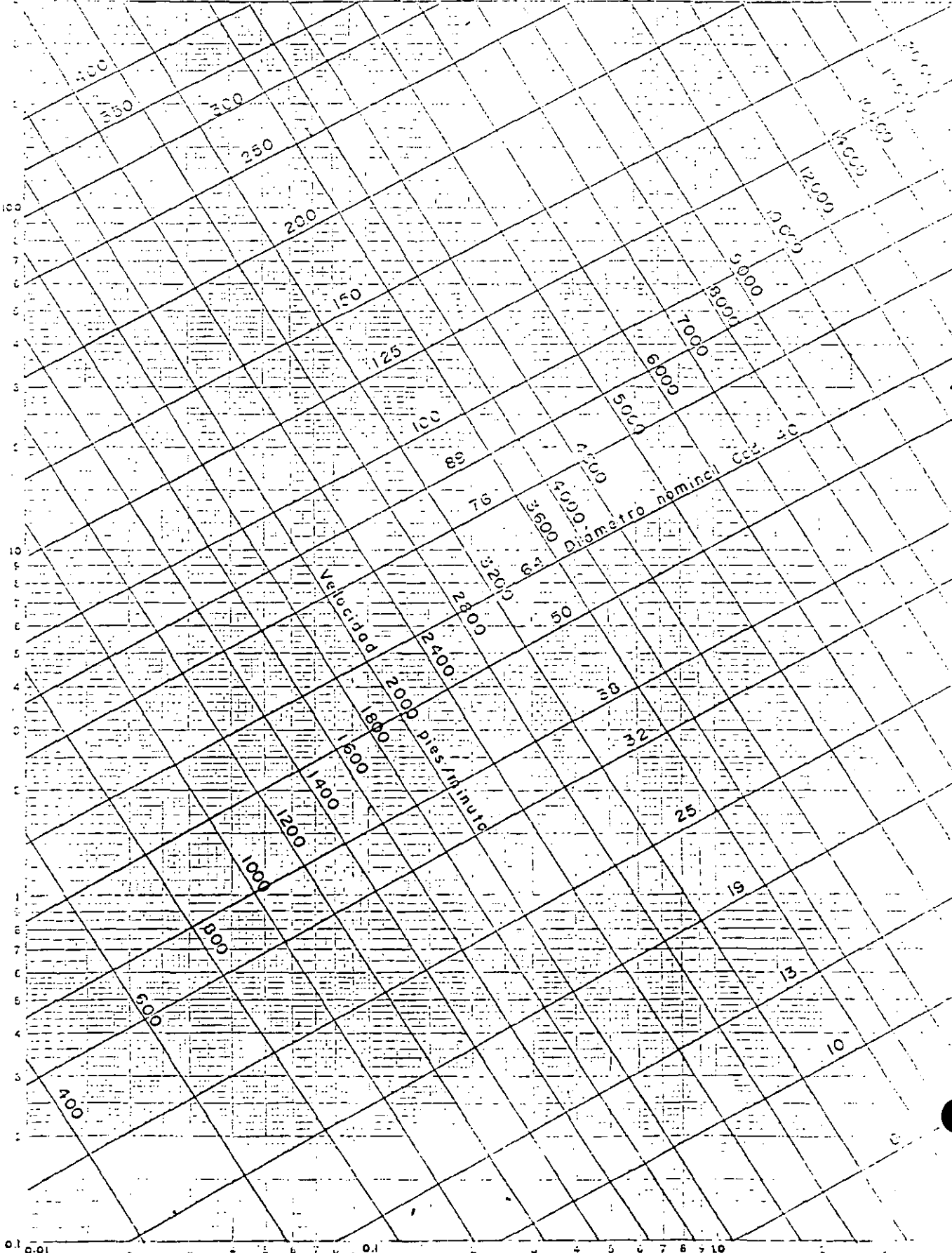
PARA CONTRACCIONES Y ENSANCHAMIENTOS BRUSCOS UTILICESE EL DIAMETRO MENOR "d"

TUBERIA
CED. 40

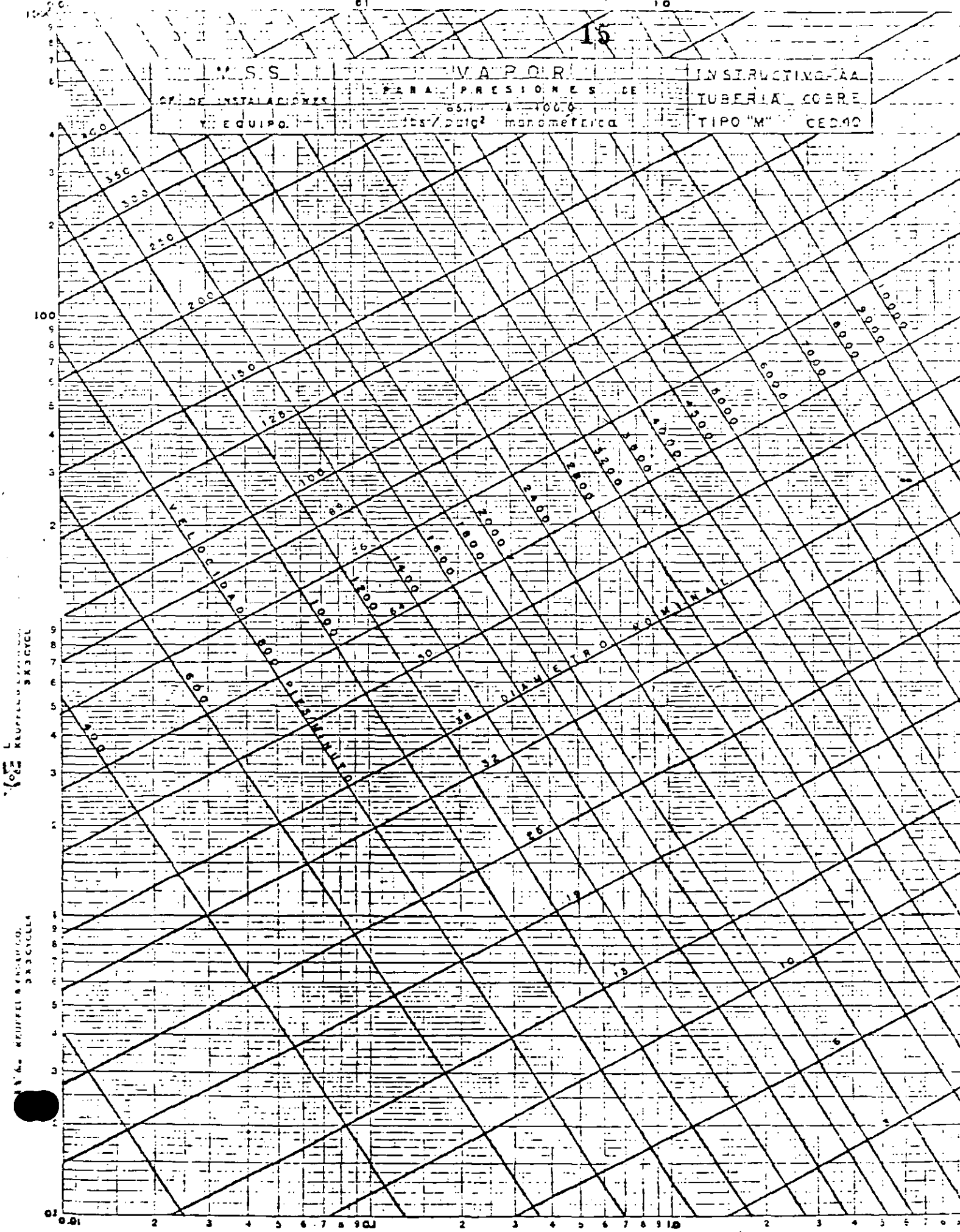
VAPOR
PARA PRESIONES DE
12.1 A 16.0
lbs./pulg. manométrica

I. M. S. C.
INSTRUCTIVO
1954

LOGARITMO DE VELOCIDAD EN PIES POR MINUTO
LOGARITMO DE PRESION EN LBS. POR PULG. CUADRA



M. S. S. PARA VAPOR INSTRUMENTAL
 DE INSTALACIONES PARA PRESIONES DE TUBERIA COBRE
 Y EQUIPO. 65.1 A 100.0 lbs/pulg² manométrica TIPO "M" CED 10



CAIDA DE PRESION EN LIBRAS POR PULGADA CUADRADA POR 100 PIES.



**FACULTAD DE INGENIERIA U.N.A.M.
DIVISION DE EDUCACION CONTINUA**

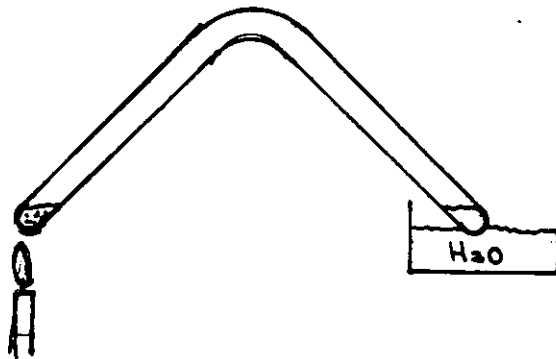
CURSOS ABIERTOS

PROYECTO DE AIRE ACONDICIONADO

ENFRIADORAS POR ABSORCION

*JUNIO
1992*

En 1824 el Físico Michael Faraday realizó una serie de experimentos basados en que el cloruro de plata, (un polvo blanco) es capaz de absorber grandes cantidades de gas amoniacal formando un ión complejo; este proceso puede hacerse reversible por medio de la aplicación de calor y se liberará amoniacal en forma gaseosa. Faraday introdujo en un tubo en forma de "U" invertido cloruro de plata amoniacal y al calentar uno de los extremos se genera amoniacal que se condensa en el otro



extremo por medio de enfriamiento con agua; al retirar la fuente de calor y enfriamiento respectivamente, se inicia una evaporación del amoniacal que consume calor para llevar a cabo el cambio de estado (líquido a vapor) produciéndose un efecto de refrigeración

Aprovechando este principio el Ing. Marcel Carré registró una patente para el empleo de una mezcla absorbente-agua para idear un sistema de refrigeración por absorción.

El sistema actualmente de uso en el mercado emplea como absorbente bromuro de Litio y como refrigerante agua; el sistema funciona de la siguiente manera:

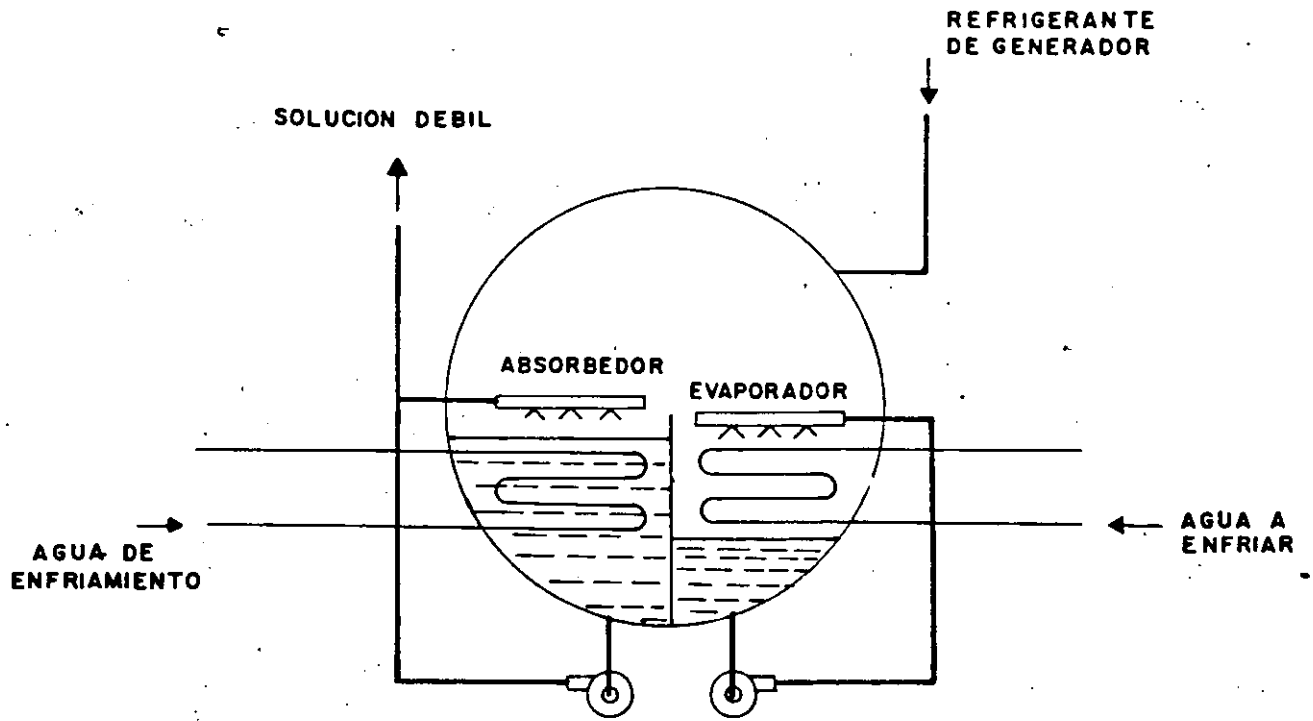


Fig 1

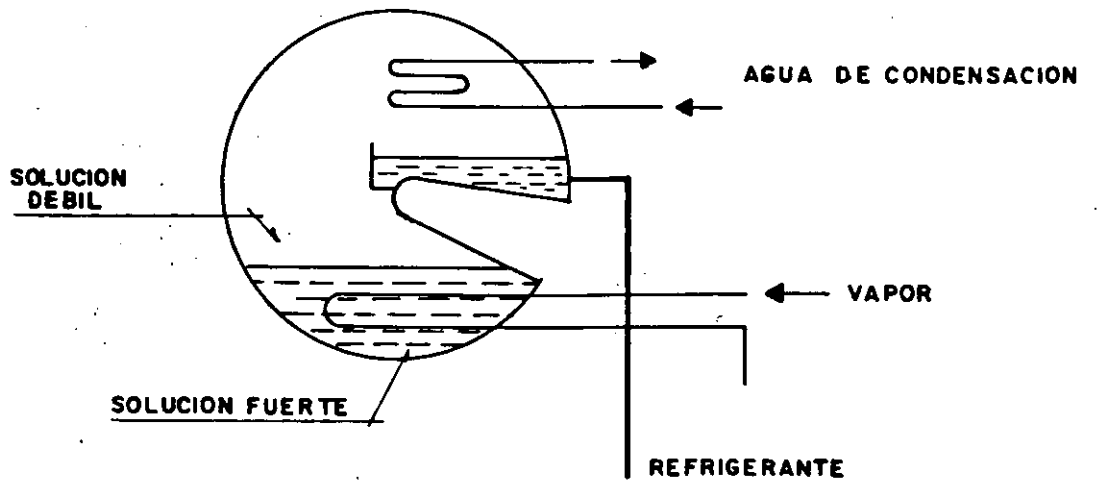


Fig 2

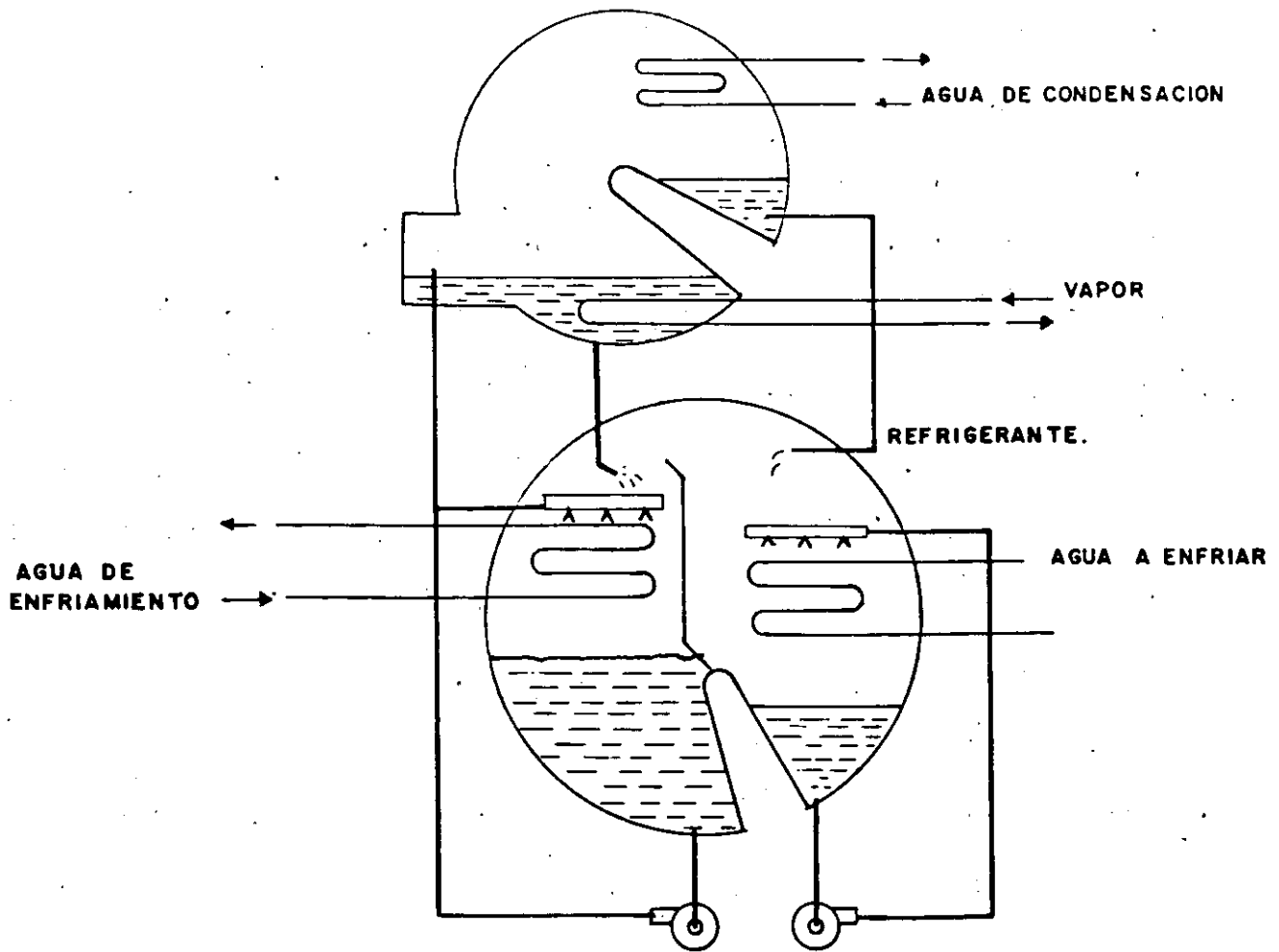


Fig 3

La figura (1) representa un recipiente hermético que contiene el ABSORBEDOR y el EVAPORADOR divididos por medio de una mampara; el absorbedor contiene una solución concentrada del absorbente que es recirculada por medio de una bomba y espreada sobre su depósito, creando una gran superficie de contacto (el area de las pequeñas gotas) todo el recipiente se encuentra a muy baja presión y el vapor de agua que se halla presente es facilmente absorbido por esta solución; la reacción es exotérmica por lo que es necesario enfriar al absorbedor para que se obtenga la máxima capacidad posible.

En la sección correspondiente al EVAPORADOR se recircula refrigerante (agua) por medio de una bomba para lograr que ésta presente la máxima superficie posible para favorecer su EVAPORACION; al evaporarse el agua, que en forma de vapor pasará hacia la otra parte de la cámara, necesita consumir calor(CALOR DE CAMBIO DE FASE) que obtendrá del cambiador de calor que se encuentra en la zona del evaporador; este calor al ser retirado provoca la REFRIGERACION y así se obtiene agua helada de este equipo.

En la figura (2) se representa el sistema de recuperación

de refrigerante; en otro recipiente hermético GENERADOR-CONDENSADOR, se alimenta la solución diluida de absorbente y refrigerante (SOLUCION DEBIL) y por medio de un serpentín de vapor, se hace hervir esta solución, generándose vapor de agua (refrigerante) que pasará a la parte superior del recipiente y se condensará ahí por medio de un serpentín enfriado por agua de torre de enfriamiento (CONDENSADOR). Simultáneamente se logra tener al refrigerante en forma pura por evaporación y a la solución absorbente suficientemente concentrada para poder iniciar el ciclo de absorción nuevamente

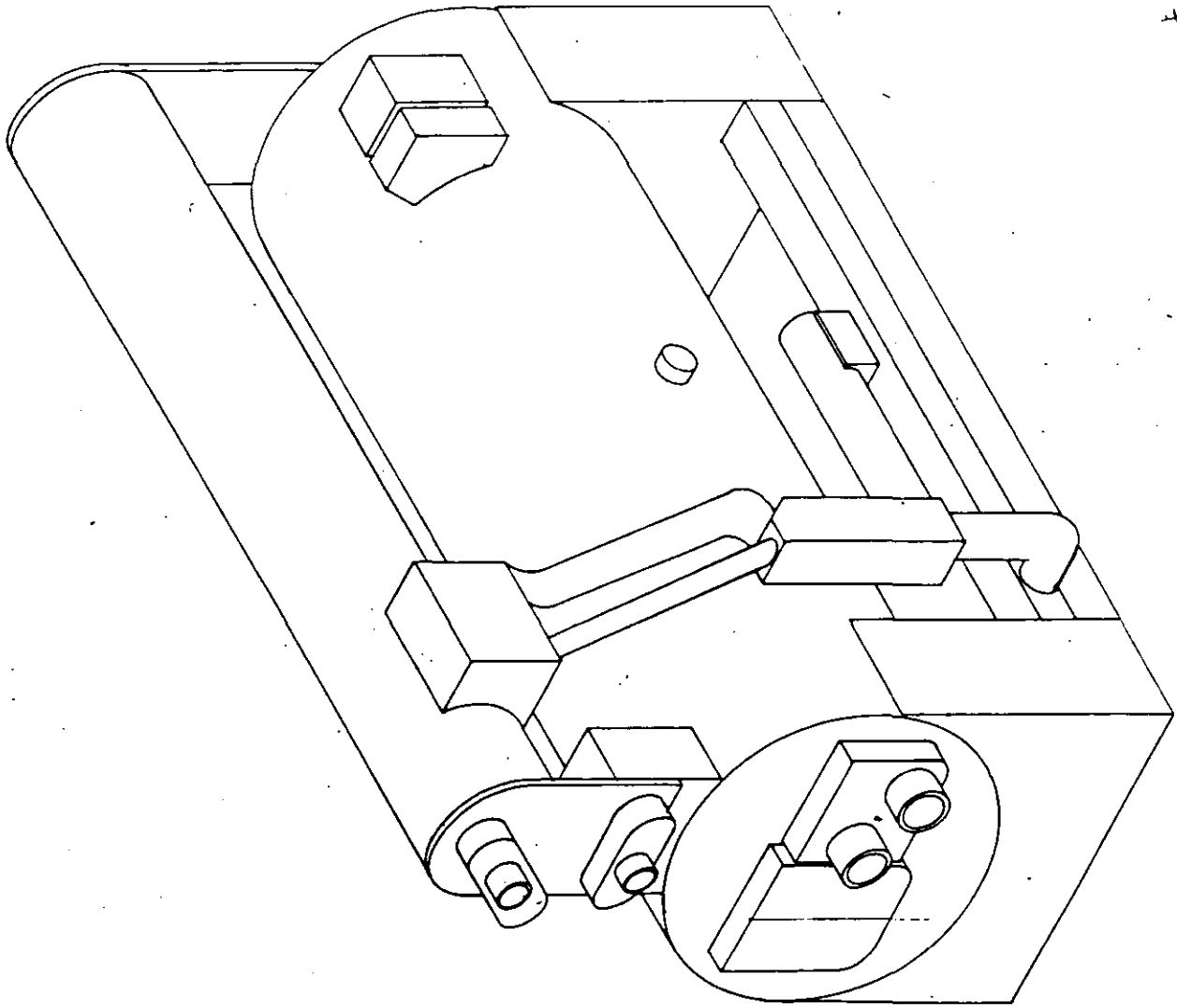
El grupo generador-condensador trabajan aproximadamente a presión 10 veces mayor que la del absorbedor- evaporador 3 pulgadas absolutas de mercurio/ 0.3 " abs. por lo que para pasar del recipiente de " alta " presión al de " baja " se requieren restricciones para mantener esta diferencial de presión.

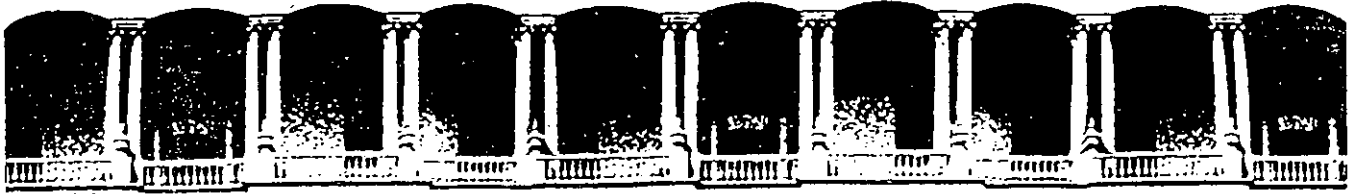
En la figura (3) se representa esquemáticamente el ciclo completo de un sistema de refrigeración por absorción y es importante hacer notar que uno de los elementos fundamentales en la economía del sistema es un cambiador de calor que enfría la solución "fuerte" obtenida en el generador por medio de la solución "debil" que va hacia el sistema de regeneración.

Durante las diferentes condiciones de operación a las que normalmente se ve sometida una máquina de absorción, se pueden presentar súbitos cambios de " carga " que pueden originar una excesiva concentración de la solución " fuerte " o un enfriamiento súbito de ésta originando una CRISTALIZACION de la solución; en la gran mayoría de las máquinas modernas está prevista esta eventualidad y antes de que ocurra un sistema automático de dilución entra en operación. Sin embargo el problema de la cristalización se llega a presentar y es uno de los riesgos mas importantes en la operación de estas unidades.

07

Fig. 10





**FACULTAD DE INGENIERIA U.N.A.M.
DIVISION DE EDUCACION CONTINUA**

CURSOS ABIERTOS

PROYECTO DE AIRE ACONDICIONADO

MAQUINAS CENTRIFUGAS

*JUNIO
1992*

Medida de refrigerante
control recalentamiento

Rotor del Motor

Motor

Motor de Aletas

Estator del Motor

Transmision

Valvula de Control
Presion

Compressor

Refrigerante Vapor
Refrigerante Liquido

Apurga

Orificio

Filtro

Agua del Condensador

Condensador

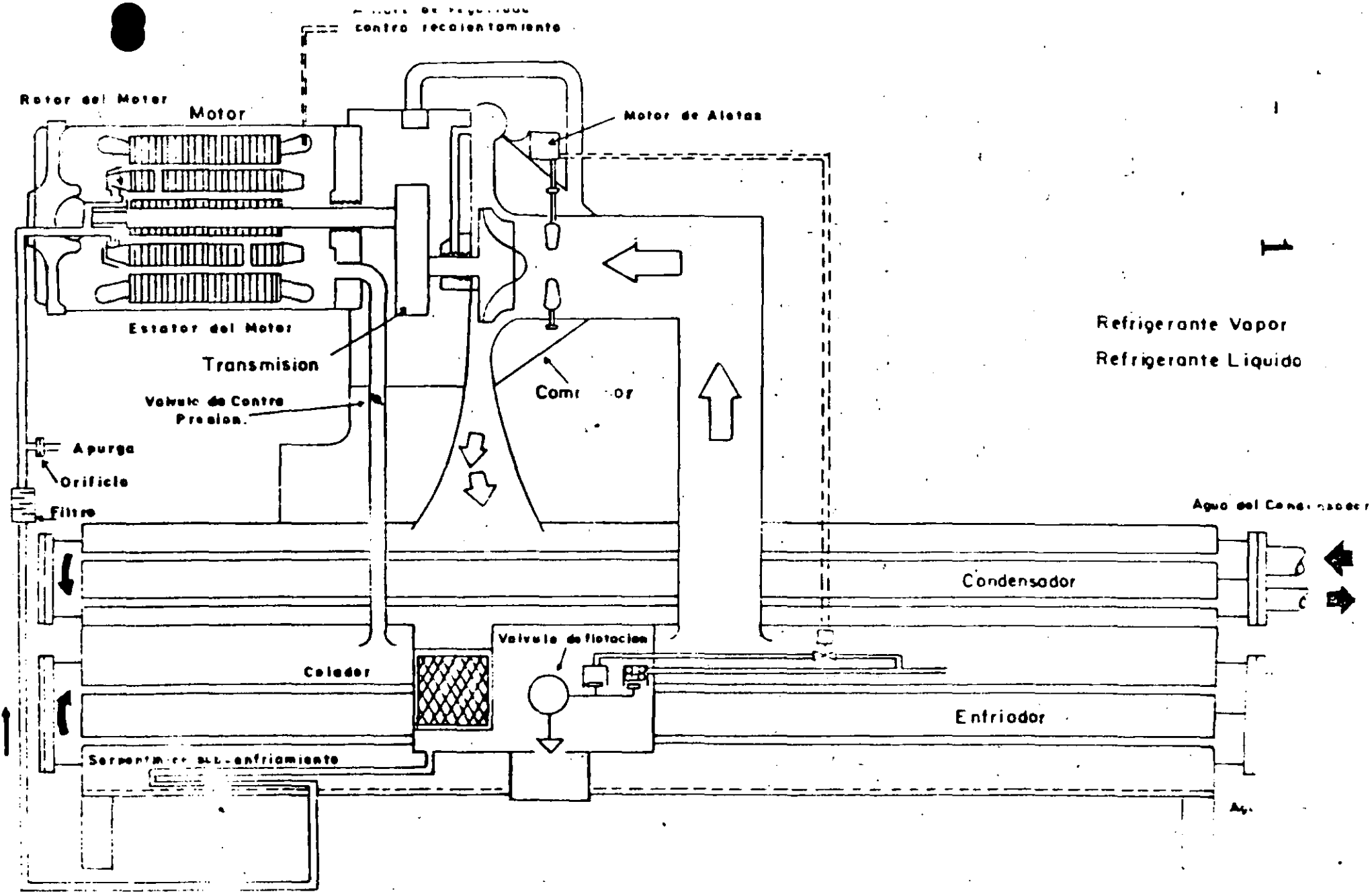
Colador

Valvula de flotacion

Enfriador

Serpentina de enfriamiento

Ag.



MAQUINAS CENTRIFUGAS

El equipo centrífugo, funciona en base al principio de "Evaporador inundado" . El equipo está constituido por un gran envolvente dividido en dos secciones; la parte alta constituye el condensador del equipo, y la parte baja el evaporador. Para lograr la evaporación del refrigerante, se crea una succión por medio de un rotor centrífugo (parecido al de una bomba) que gira aproximadamente a 12 000 rpm. La descarga del rotor al pasar por la voluta del equipo convierte la velocidad de descarga en presión y es descargado el vapor refrigerante hacia el condensador. Para el rango de operación de un equipo centrífugo se requiere un refrigerante con bajas presiones de condensación y una presión de evaporación moderada también.

Las presiones de operación normales para un equipo centrífugo son del siguiente orden.

Alta presión (Condensador)	7 a 8 psig
Baja presión (Evaporador)	16" de vacío

El refrigerante empleado en la generalidad de los casos es R-11 por sus propiedades adecuadas al rango; sin embargo existen algunos equipos que operan con R-12

La velocidad del rotor es constante y para regular la capacidad del equipo se modifica la caída de presión de la succión del compresor centrífugo por medio de un juego de álaves movibles que cierran el paso al flujo de gas; al disminuir el flujo de vapor disminuye la presión de succión y aumenta el punto de ebullición del refrigerante, controlandose así la capacidad del equipo.

PARTES PRINCIPALES

1.- MOTOR-IMPULSOR

En algunas marcas de equipo, el motor de la unidad se encuentra dentro de un recipiente sellado formando parte del interior del equipo; en este caso el motor es enfriado por una corriente de refrigerante que circula por medio de diferencias de presión entre el evaporador y el condensador; el sistema de lubricación del grupo mecánico se lleva a cabo por medio de una bomba de aceite que opera inclusive durante algún tiempo después de que el equipo ha dejado de operar. Ya que las velocidades a las que opera este equipo son muy altas, el cuidado del sistema de lubricación es primordial para la vida del equipo.

2.- FLUJO DE REFRIGERANTE LIQUIDO

El refrigerante pasa del condensador al evaporador por medio de una válvula reguladora de flujo de líquido; se pretende mantener constante el nivel del evaporador para cualquier capa-

4

cidad y un nivel mínimo en el condensador; para algunos modelos se emplea una válvula de flotador y para otros una válvula de orificio variable que ha demostrado mayor versatilidad a las variaciones de carga.

3.- SISTEMA DE PURGA

Siendo que la parte de baja presión de la máquina funciona a una presión inferior a la atmosférica, es frecuente encontrar pequeñas entradas de aire al sistema principalmente por el eje de mando de las compuertas de control de capacidad y algunas veces, en equipo en mal estado hay entrada de agua de los serpentines enfriadores. Se requiere un sistema que elimine estas impurezas que afectan en forma determinante el funcionamiento del equipo y para esto se emplea el sistema de purga, que en algunos equipos es automático y en otros manual; se toma en forma permanente una pequeña cantidad de vapor del condensador y se pasa a una pequeña cámara enfriada por un serpentín de refrigerante, el refrigerante en forma de vapor que esté presente se condensará, lo mismo vapor de agua si se encuentra presente; la parte superior de ésta cámara forma un sello hidráulico con el refrigerante impidiendo que los no condensables salgan, por medio de la válvula de purga se tira al ambiente el aire que está presente, subiendo nuevamente el nivel del refrigerante. El agua presente flotará sobre el refrigerante y podrá distinguirse por medio de una mirilla; sobre el nivel de refrigerante estará el de agua que se puede eliminar por medio de otra válvula



**FACULTAD DE INGENIERIA U.N.A.M.
DIVISION DE EDUCACION CONTINUA**

CURSOS ABIERTOS

PROYECTO DE AIRE ACONDICIONADO

*INTRODUCCION AL CONTROL AUTOMATICO
PARA SISTEMAS DE AIRE ACONDICIONADO*

*JUNIO
1992*

CONTROL

El propósito de este trabajo, es el de introducir al lector - en una forma simple al estudio y diseño de los sistemas de control.

El término "aire acondicionado" cubre una muy amplia variedad de equipo, desde un simple calentador a base de petróleo hasta un sistema de control actuado por computadora.

Por esto hay que tomar en cuenta que el equipo y su sistema de control formarán un conjunto inseparable. Hay que tomar en consideración, como en todo, lograr un sistema de control confiable y barato. Ningún sistema de aire acondicionado es mejor que su sistema de control

¿ Qué es Control ?

Aunque algunas veces los sistemas de aire acondicionado parecen muy complicados, pueden ser reducidos a elementos fundamentales.

Como en el caso del calentador a base de petróleo, por ejemplo, si tenemos frío, encendemos un cerillo y prendemos la mecha, para proporcionar mayor o menor calor abrimos más o cerramos la llave de combustible.

En este caso ya tenemos identificados los elementos de control de nuestro sistema.

la "variable controlada" es la temperatura del aire en el cuarto, la planta que lo procesa es el calentador, el "elemento controlado" es la flama, el sensor y controlador es la persona en el cuarto que efectuará esta función básica.

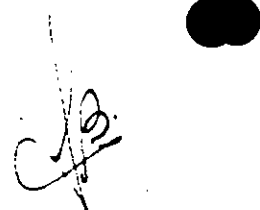
Como se notará una persona no es un controlador sensible. Sin embargo efectúa esta función de sensor controlador, la cual es medir la "variable controlada", compararla con un "punto de ajuste" (la sensación personal de confort) y ajustar el elemento controlado.

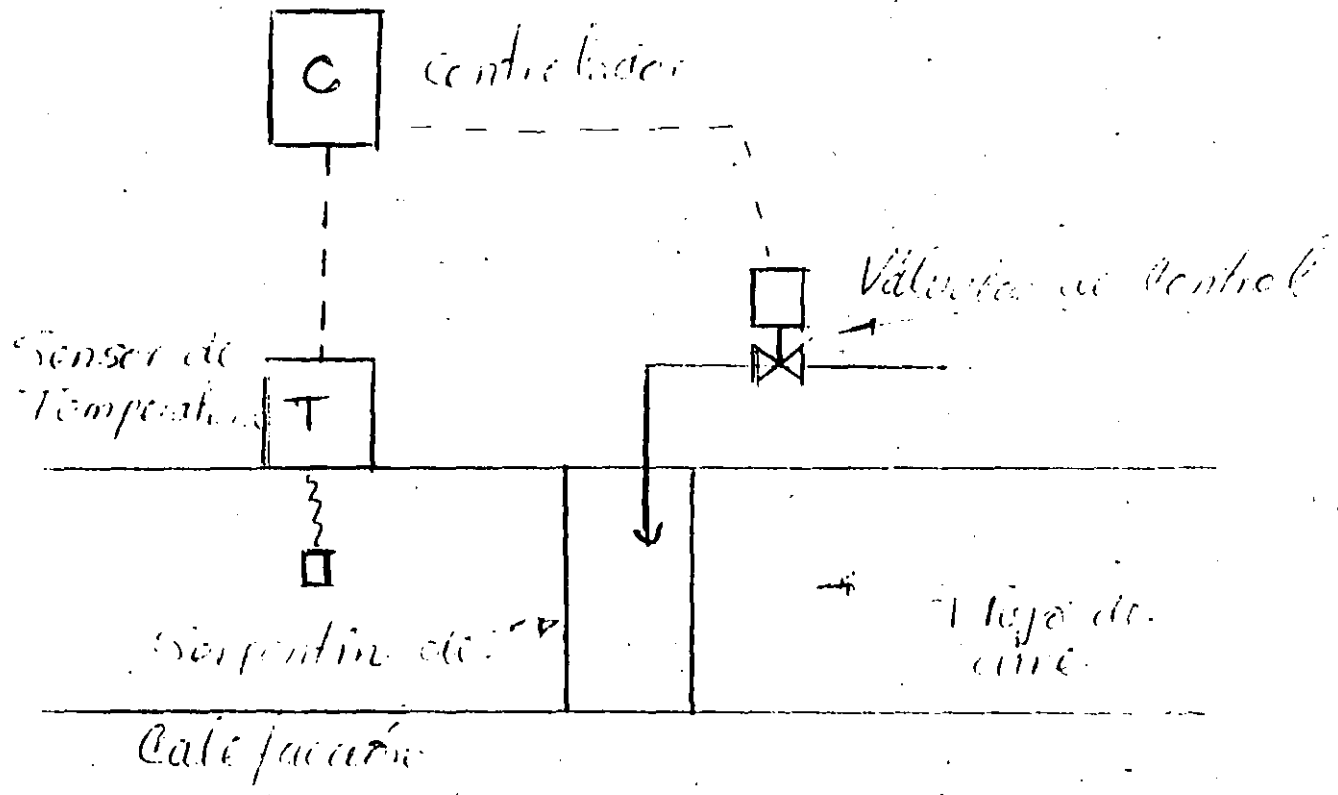
Nótese que solo son necesarios tres elementos para un sistema de control:

- a) Sensor
- b) Controlador
- c) Elemento Controlado

SISTEMA ELEMENTAL DE CONTROL.

En la fig. 1, se muestra este sistema, se muestra aire fluyendo a través de un serpentín de calefacción en un ducto. El sensor mide la temperatura del aire una vez que pasó por el serpentín, y pasa la información al controlador. El controlador compara la temperatura del aire con su punto de ajuste y envía la señal de abrir o cerrar la válvula de agua caliente (el elemento controlado), como se requiera para mantener una correspondencia entre la temperatura del aire y el punto de ajuste. Este es un "sistema cerrado", en el cual el cambio de





4

Sistemul Filimental de Control

Figura 10.8

[Handwritten signature]

temperatura motivado por un cambio en la posición de la válvula (y/o la carga) será sensado y se requerirán ajustes adicionales como sea necesario. La temperatura del aire se denominará "variable controlada".

Como se notará un sistema de control es simple, las mayores complicaciones resultan cuando se pretende obtener un "mejor" control; o sea, mantener la variable controlada tan cerca al punto de ajuste como sea posible.

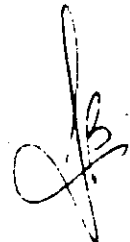
La regla principal de los sistemas de control es mantenerlos tan simples como sea posible, evitando apilar "controles de los controles", relevadores, reajustes, etc.

PROPOSITOS DEL SISTEMA DE CONTROL.

Normalmente, se piensa que el propósito de los sistemas de control automático es el proveer control de la temperatura o humedad en un espacio. Pero estas no son las únicas funciones que el sistema puede proporcionar.

También puede controlar la presión relativa entre dos espacios una función muy útil cuando se pretende prevenir una difusión de un contaminante.

Controles de seguridad para prevenir la operación del equipo - cuando no se tienen condiciones seguras de operación. También puede actuar alarmas visibles o audibles para alertar al personal de condiciones anormales de operación.



Los sistemas de control operan más económicamente mientras la capacidad del equipo esté más próxima a la carga.

Un sistema de control automático minimiza la intervención humana y elimina la probabilidad de un error humano.

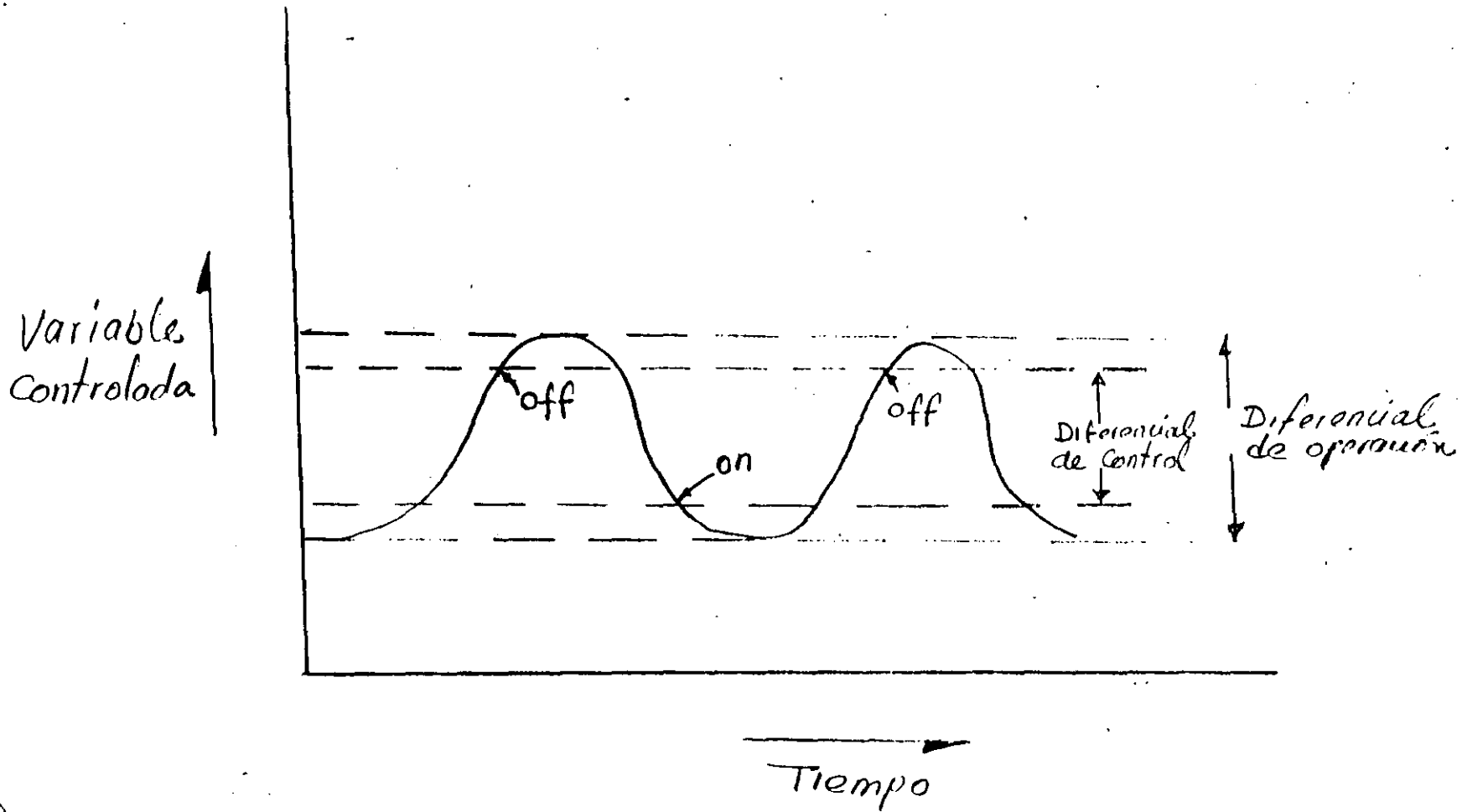
TIPOS DE CONTROL.

- 1) Control de dos posiciones ó acción "On - Off" (Fig. 2).

Este es el más simple y más obvio. Un ejemplo de acción de dos posiciones es un contacto abierto o cerrado, sin posiciones intermedias. Cualquier controlador de dos posiciones necesita una "diferencial" para prevenir un reciclaje demasiado rápido. Esta diferencial es la diferencia entre el ajuste al cual opera a una posición y el ajuste al cual varía a la otra.

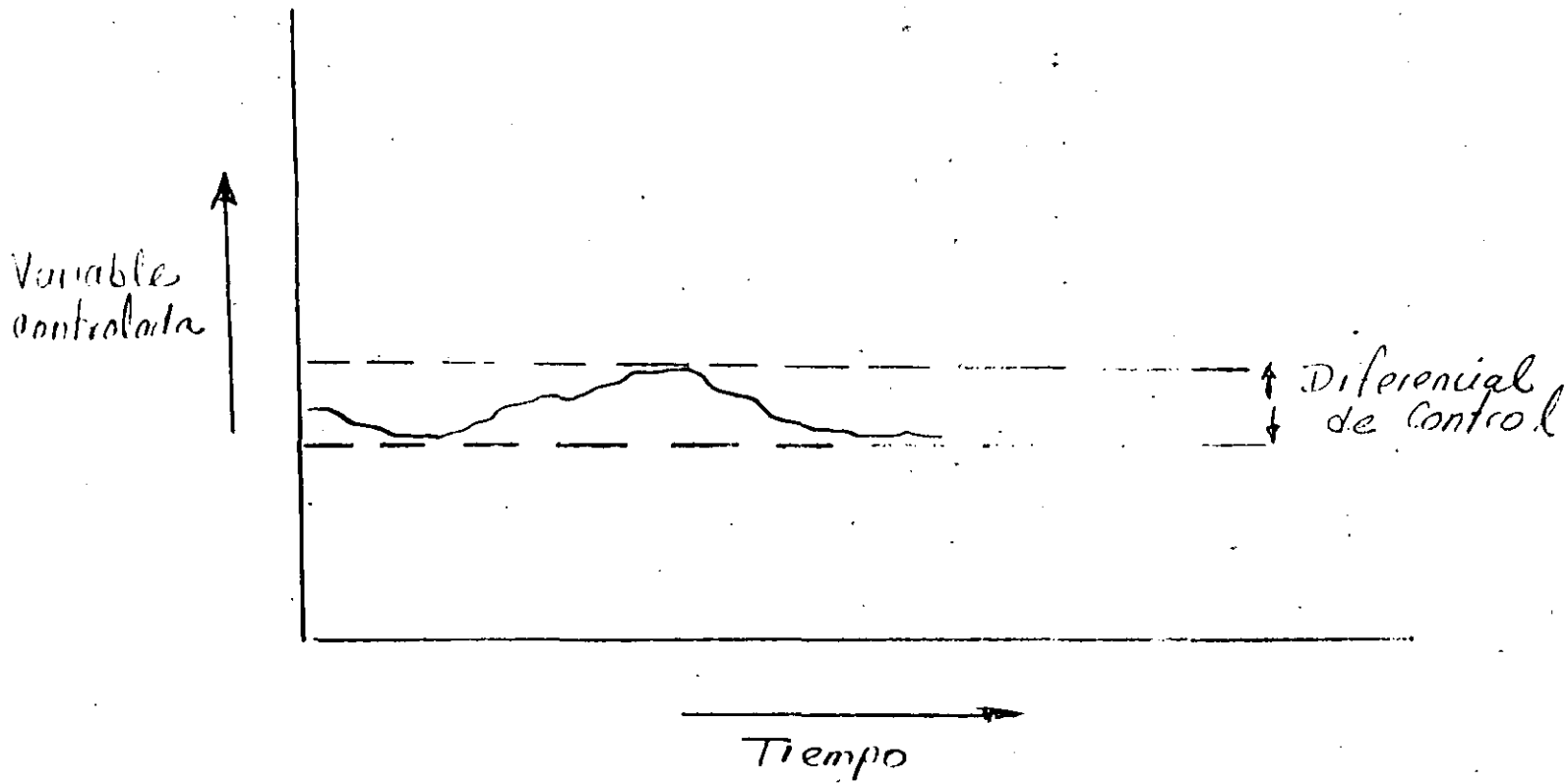
En un termostato éste es expresado en grados de temperatura. El diferencial de cualquier controlador es normalmente menor que el diferencial de operación del sistema de aire acondicionado debido al atraso del instrumento y la respuesta del sistema.

- 2) Control Flotante. (fig. 3)



Control de dos posiciones "on-off"
(límite bajo)

Fig. 1.2



Control de acción flotante

Figura 3

Este término se refiere a un elemento controlado, - el cual puede parar en cualquier punto de su carrera, y puede retroceder sin completar su carrera. - El controlador debe tener un punto muerto o zona - neutral en el cual no envía señales al elemento con trolado en una posición parcialmente abierta. Para una buena operación, este sistema requiere una rápi da respuesta en la variable controlada, de otra for ma no parará en un punto intermedio.

3) Control Proporcional (fig. 4)

El control proporcional no es otra cosa que el con trol flotante al cual se le integra una retroalimen tación. El término retroalimentación significa que el actuador del elemento controlado se mueve solo lo suficiente para satisfacer la variación de la va riable controlada.

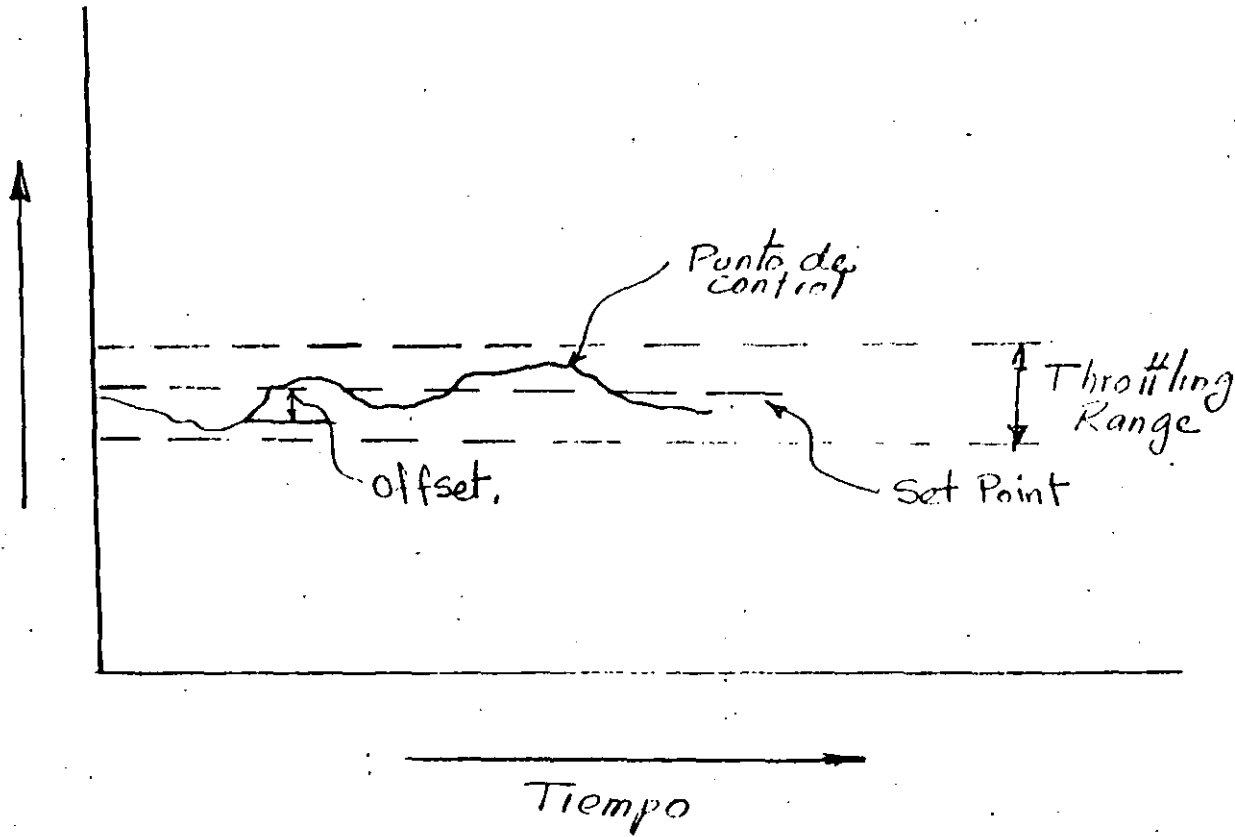
El término "control modulante" se utiliza normalmen te para este tipo de control, aunque estrictamente hablando el control flotante también es modulante.

En el control proporcional, encontramos nuevos térmi nos:

"THROTTLING RANGE", es el cambio en la variable con trolada requerido para que el actuador del elemento controlado corra de un extremo a otro.



Variable controlada



10

Control de acción proporcional
Figura 4

"SET POINT", es el ajuste del controlador y es el valor deseado de la variable controlada.

"PUNTO DE CONTROL", es el valor real de la variable controlada. Si el punto de control cae dentro del "THROTTLING RANGE", del controlador se dice que está en control. Cuando cae fuera, se dice que está fuera de control.

"OFFSET" es la diferencia entre el Set Point y el punto de control.

FUENTES DE ENERGIA PARA LOS SISTEMAS DE CONTROL.

SISTEMAS ELECTRICOS.

Los sistemas eléctricos proveen el control arrancando o suspendiendo el flujo de electricidad o variando el voltaje y corriente por medio de reóstatos o puentes.

SISTEMAS ELECTRONICOS.

Estos sistemas usan muy bajos voltajes (15 volts o menos) y corrientes para sensar y transmitir, con amplificadores electrónicos o servo mecanismos según requieran los elementos controlados.



SISTEMAS NEUMATICOS.

Estos sistemas utilizan aire comprimido. Los cambios en la presión de salida del controlador motivan un cambio de posición en el elemento controlado.

Existen otros tipos de sistema, como son los hidráulicos, fluidicos o autocontenidos pero su aplicación no es muy común y su rango de aplicación es muy específico.

ACCESORIOS DE CONTROL ELECTRICOS Y ELECTRONICOS.

El control eléctrico se puede encontrar en una amplia variedad de formas, y puede ser utilizado en la mayoría de las aplicaciones de los sistemas de aire acondicionado. Todos ellos están basados en uno de los cuatro principios de operación, el interruptor, la bobina electromagnética o solenoide, el motor de dos posiciones y el motor modulante.

Es de desear que el lector comprenda los principios básicos de los circuitos eléctricos.

Cualquier circuito eléctrico incluye tres elementos; una fuente de poder, un interruptor y una carga (fig. 5). La carga representa la resistencia y el consumo de la fuerza. El "switch" o interruptor sirve para lograr las posiciones "on" u "off"

En un sistema de control para aire acondicionado, - la carga será un actuador o relevador, el interruptor será el sensor controlador. La fuente de poder es usualmente la corriente eléctrica del edificio, la cual puede ser usada a voltaje normal o transformada a un voltaje menor, normalmente 24 volts.

Algunos controles eléctricos usan corriente directa.

Esta puede ser suministrada por una batería o de -- una fuente de corriente alterna por medio de un - - transformador y un rectificador.

CONTROLES DE DOS POSICIONES:

Sensores.

El bimetalico es el más comunmente usado en termostatos eléctricos ya que puede servir para conducir electricidad.

En la fig. 6 se observa un termostato de 1 polo, 1 tiro. Cuando se usa para calefacción, una disminución en la temperatura del cuarto ocasionará que el bimetalico se incline hacia el contacto. Cuando el contacto está casi cerrado, un pequeño magneto permanente acciona el bimetalico lo suficiente para lo grar un contacto rápido. Este magneto también cau-



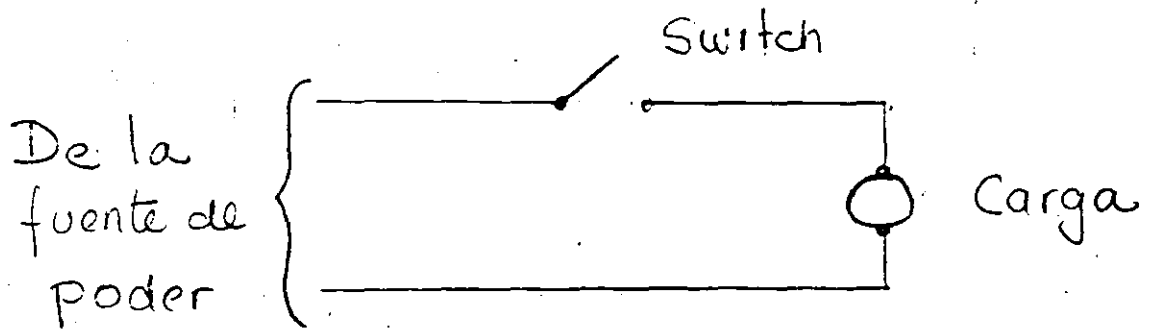


Figura ≡
Círculo Eléctrico.

A handwritten signature or set of initials in the bottom right corner of the page.

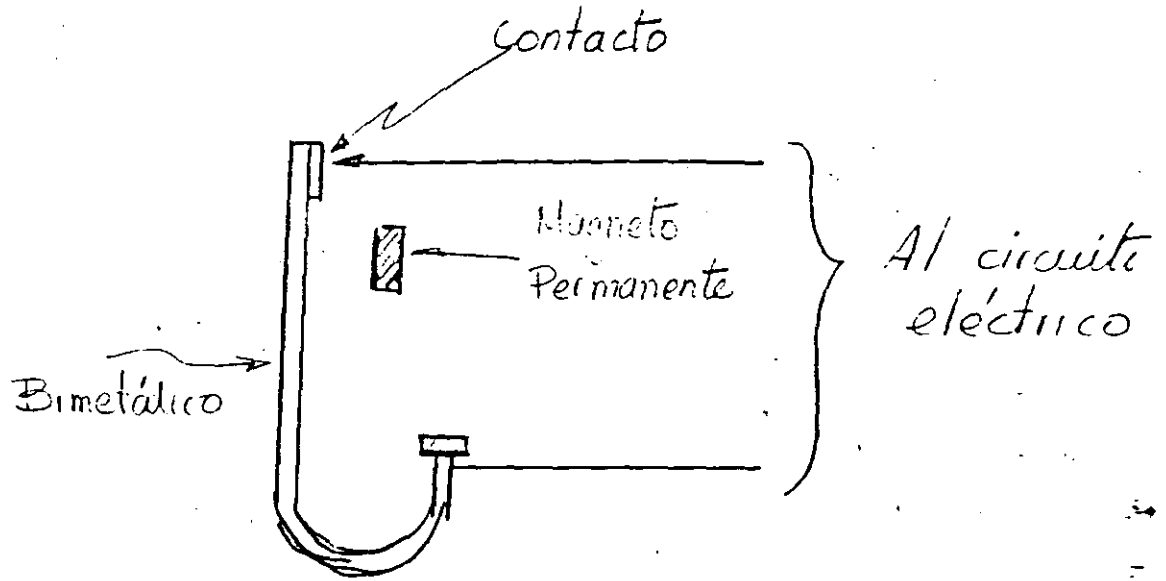


Figura 6

Sensor bimetalico, eléctrico

[Handwritten signature]

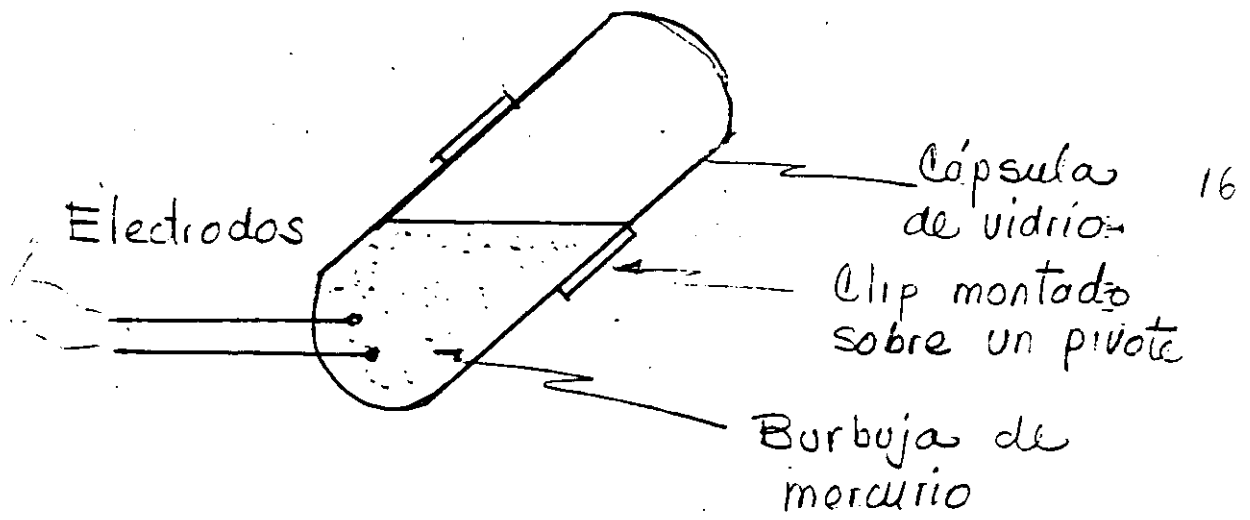


Figura 7
Switch de Mercurio

sa un atraso al abrir el contacto, ocasionando que al abrir el bimetálico también lo haga rápidamente. Esto minimiza el arco eléctrico y flameo de los contactos y elimina el tableteo.

El bimetálico puede tener otro tipo de contacto, - puede encontrarse en forma de espiral fijo en un extremo y sujeto a un switch de mercurio en el otro - (fig.7). El switch de mercurio es simplemente un tubo de vidrio lleno parcialmente de mercurio y con los cables en uno de los extremos. Este tubo está sujeto con un clip que remata en un pivote, en tal forma que cuando el bimetálico se dilata, el resorte se estira y el mercurio pasa a ocupar la parte inferior del bulbo, ocasionando el contacto, ya que el mercurio actúa como conductor para conectar los electrodos.

ACCESORIOS ELECTROMAGNETICOS DE CONTROL.

También se les conoce como accesorios electromecánicos, y entre ellos se cuenta a los relevadores, válvulas solenoides y los arrancadores de motores.

Todos estos elementos utilizan el principio del - - electromagnetismo. Cuando una corriente eléctrica fluye a través de un conductor se crea un campo magnético alrededor del mismo. Si el conductor se en-



rolla en forma de una bobina, el campo magnético se hace muy fuerte, y si se coloca un vástago de hierro dulce en el extremo de la bobina este puede ser guiado dentro de ella. Esto es la solenoide que puede ser usada para operar una válvula o un grupo de contactos.

RELEVADORES DE CONTROL.

Son fabricados para manejar pequeñas cantidades de corriente, normalmente no más de 15 amperes, sus bobinas pueden estar fabricadas para que actúen a voltajes muy variados. Normalmente los circuitos de control las utilizan a 127 volts. ó 220 volts.

CONTACTORES ELECTRICOS.

Son muy similares a los relevadores, la diferencia estriba en que sus contactos están fabricados para manejar cantidades mayores de corriente (50, 70 amperes o más).

ARRANCADORES DE MOTORES.

Ellos también usan el actuador de solenoide, y son similares a los relevadores con la adición de acceso

rios llamados "protectores de sobrecarga". Estos accesorios sienten el efecto calorífico de la corriente utilizada por el motor y están calibrados para abrir el circuito cuando la corriente excede el consumo de placa del motor.

RELEVADORES ATRASADORES DE TIEMPO.

Como su nombre lo indica, proveen un atraso entre el tiempo en que la bobina es energizada o deenergizada, y el tiempo en que los contactos abren o cierran. Este atraso puede ser de una fracción de segundo o bien varias horas.

MOTORES DE DOS POSICIONES.

Los motores de dos posiciones son utilizados para la operación de compuertas o para válvulas que necesitan abrir o cerrar más lentamente que con una solenoide. Estos motores pueden ser unidireccionales ó de regreso con resorte.

MOTORES MODULANTES.

Estos motores son usados para control proporcional y flotante. Deben ser reversibles y capaces de parar y mantenerse en cualquier punto de su ciclo



ACCESORIOS DE CONTROL ELECTRONICO.

Los controles electrónicos se distinguen de los eléctricos por el uso de bajos voltajes (alrededor de 15 volts, pero es común encontrarlos a 5 volts) y el uso de placas de estado sólido y bulbos de amplificación.

Los accesorios electrónicos de control son usados primero como sensores y amplificadores controladores con relevadores para utilizar actuadores neumáticos o eléctricos.

SENSORES ELECTRONICOS

Los sensores electrónicos pueden ser fuelles o bulbos de tipo capilar, con salidas de los fuelles o diafragmas hacia un brazo articulado que conecta a un potenciómetro.

Sin embargo, también se utilizan devanados, ya que el alambre de cobre es sensible a la temperatura y la resistencia se incrementa cuando la temperatura aumenta.

Estos elementos se fabrican en varias formas, con o sin reajuste y calibración local.

Aunque la mayoría de las veces el reajuste y la calibración se efectúa en el amplificador.

Una forma de sensor de humedad utiliza un reactivo químico del tipo higroscópico aplicado como cubierta entre laminillas de oro. Cuando el reactivo absorbe o desprende humedad en respuesta a cambios en la humedad relativa del aire que lo rodea, la resistencia del sistema varía. Otra forma de sensor de humedad utiliza carbón granulado empacado entre dos terminales.

Cuando la humedad es absorbida los granos individuales se dispersan aumentando la resistencia.

Ocasionalmente se utilizan termopares en el control electrónico pero casi siempre como indicadores de temperatura.

SISTEMAS DE CONTROL ELEMENTALES.

Consideraremos solo pequeños segmentos de los grandes sistemas de control. Cada uno de ellos es un sistema de control en sí, y todos los grandes sistemas están formados por la unión de estos sistemas elementales.



Además, en la mayoría de los casos la función puede ser efectuada utilizando cualquier tipo de energía-eléctrica, neumática, electrónica, etc.

CONTROLES DE AIRE EXTERIOR.

Antes de decidir como controlar es necesario saber porqué o cuanto aire requiere el sistema.

Por ejemplo, ciertas áreas como laboratorios y procesos especiales de manufactura pueden requerir del 100% de aire exterior. Los edificios comerciales requieren solo un mínimo de aire para ventilación y reposición de oxígeno.

Los cuartos limpios como quirófanos requieren además del 100% de aire exterior, una presión positiva interna, para prevenir la infiltración.

Cuando se ha determinado el criterio y las necesidades, se utilizará alguno de los siguientes métodos.

a) Aire exterior mínimo.

Esto es lo más simple ya que se fija una compuerta a una posición mínima.

Esto provee la cantidad necesaria de aire



para ventilación ó extracción y no requiere de ajustes posteriores.

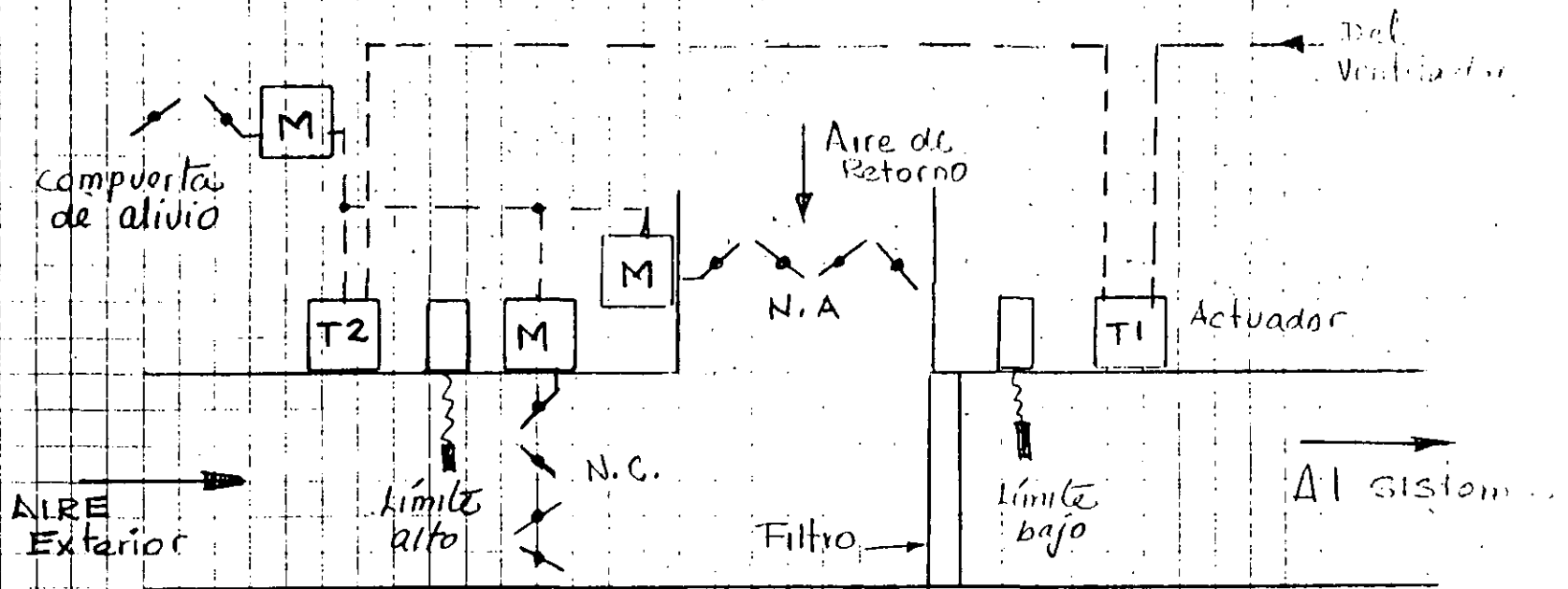
b) Sistema economizador con aire exterior.

Cuando se utilizan cantidades nominales o fijas de aire exterior, muchas veces cuando es necesario operar el serpentín de refrigeración aún cuando la temperatura del aire exterior es muy baja.

Esto da lugar al llamado "ciclo de economía" (fig. 8), con compuertas en el aire exterior, alivio de aire, y en el aire de retorno controladas por la temperatura del aire. Con el aire exterior a la temperatura de diseño de invierno, las compuertas de aire exterior y compuertas de alivio están en posición de - - - - -abertura mínima, y la compuerta de aire de retorno está correspondientemente en posición - - - - -abierta. Cuando la temperatura del aire exterior aumenta, el termostato de aire de mezcla (TI) abre gradualmente la compuerta de aire exterior para mantener la temperatura de mezcla de aire a un límite bajo constante. Las compuertas de retorno y alivio de aire actuarán en forma correspondiente. Cuando la temperatura del aire exterior está entre 50 y - 60°F, se utilizará 100% de aire exterior para proporcionar la refrigeración.

..... Cuando la temperatura del aire exterior aumen





24

T1, T2 : Termostatos
 M : Motor
 N.A. Normalmente abierto
 N.C. Normalmente cerrado

Figura 8
 Ciclo de Economía con
 Aire Exterior

ta digamos entre 70 y 75°F un termostato límite de aire exterior T2 es utilizado para llevar al sistema a la posición de aire exterior mínimo, disminuyendo así la carga de refrigeración. Este sistema es muy utilizado, nótese la interconexión que existe entre el circuito de control y el ventilador, el control no opera si el ventilador no trabaja.

CALEFACCION

En los sistemas de aire acondicionado la calefacción es provista por medio de vapor, agua caliente, resistencias eléctricas o bien por calentamiento directo.

La calefacción puede ser proporcionada como precalentamiento, recalentamiento para control de humedad, - para control individual de zonas o lo que pudieramos llamar calefacción normal. Cada uno de estos casos tiene sus requerimiento especiales de control.

Precalentamiento.

Es usado principalmente en climas demasiado - extremos para prevenir el congelamiento del serpentín de la unidad central.

No veremos este caso por no ser aplicable a - nuestro medio.



Calefacción Normal.

Se refiere al serpentín de una unizona, multi zona o sistema de doble ducto, los cuales manejan todo o la mayor porción del aire entrando al sistema a temperaturas de 45, 50°F o mayores. En el caso de una unizona (fig. 9) la válvula de suministro es controlada por un termostato de cuarto (TI), frecuentemente se le agrega un termostato de límite alto (T2).

En unidades de doble ducto o multizonas la válvula de suministro es controlada por un termostato en el ducto caliente. Para mejorar el control, es deseable agregar un reajuste por temperatura del aire exterior, disminuyendo la temperatura del ducto caliente cuando la temperatura en el exterior aumenta.

Recalentamiento.

El recalentamiento es utilizado para control de humedad o control individual de zonas.

En ambos casos el control de la válvula se hace por medio de un termostato de cuarto.

27

Serpentines de Refrigeración.

Los serpentines de refrigeración están generalmente confinados a la unidad manejadora de aire.

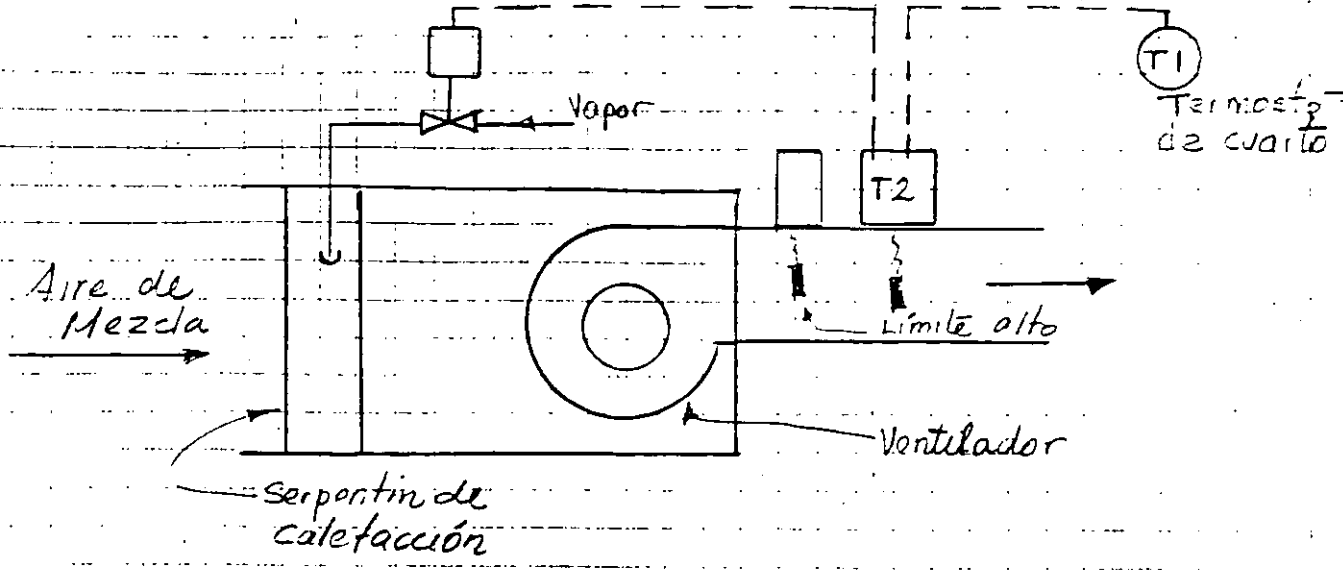
Existen dos tipos: serpentines de expansión directa o bien aquellos que utilizan agua helada.

Serpentines de expansión directa.

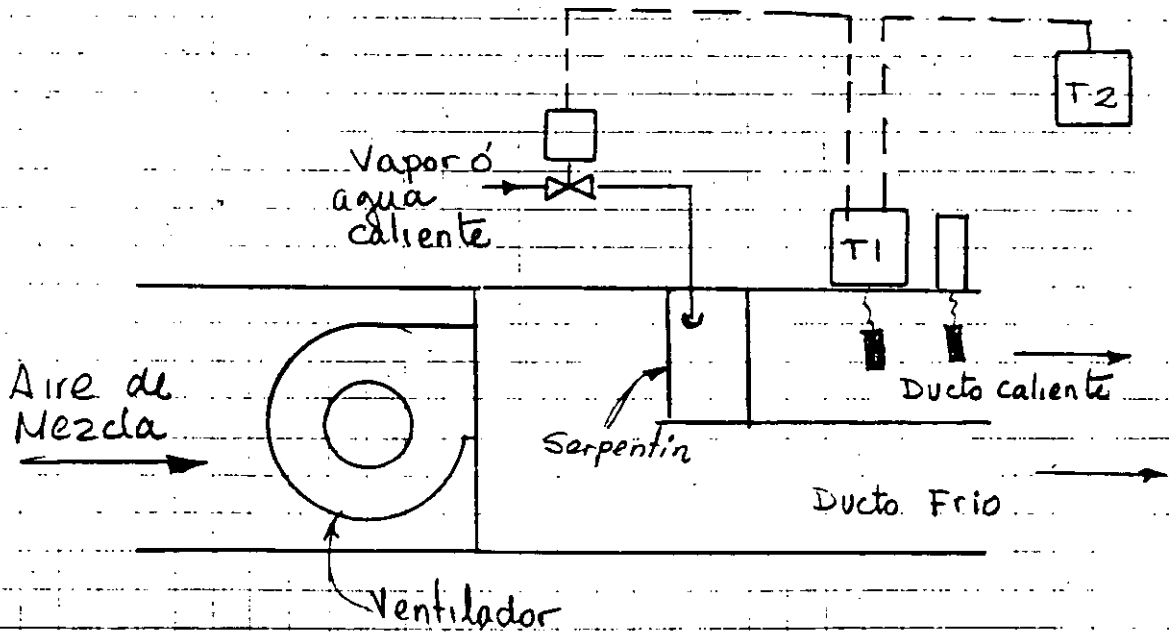
Estos serpentines por naturaleza, usan control de dos posiciones con su inherente amplia diferencial de operación. Este sistema se utiliza particularmente en equipos de pequeña capacidad y donde no se requiere un control muy exacto. En la fig. 10 se muestra un serpentín de expansión directa.

El termostato de cuarto abre la válvula solenoide, permitiendo que el refrigerante líquido fluya a través de la válvula de expansión del serpentín. La válvula de expansión modula de acuerdo a su ajuste para tratar de mantener una mínima temperatura de sección.



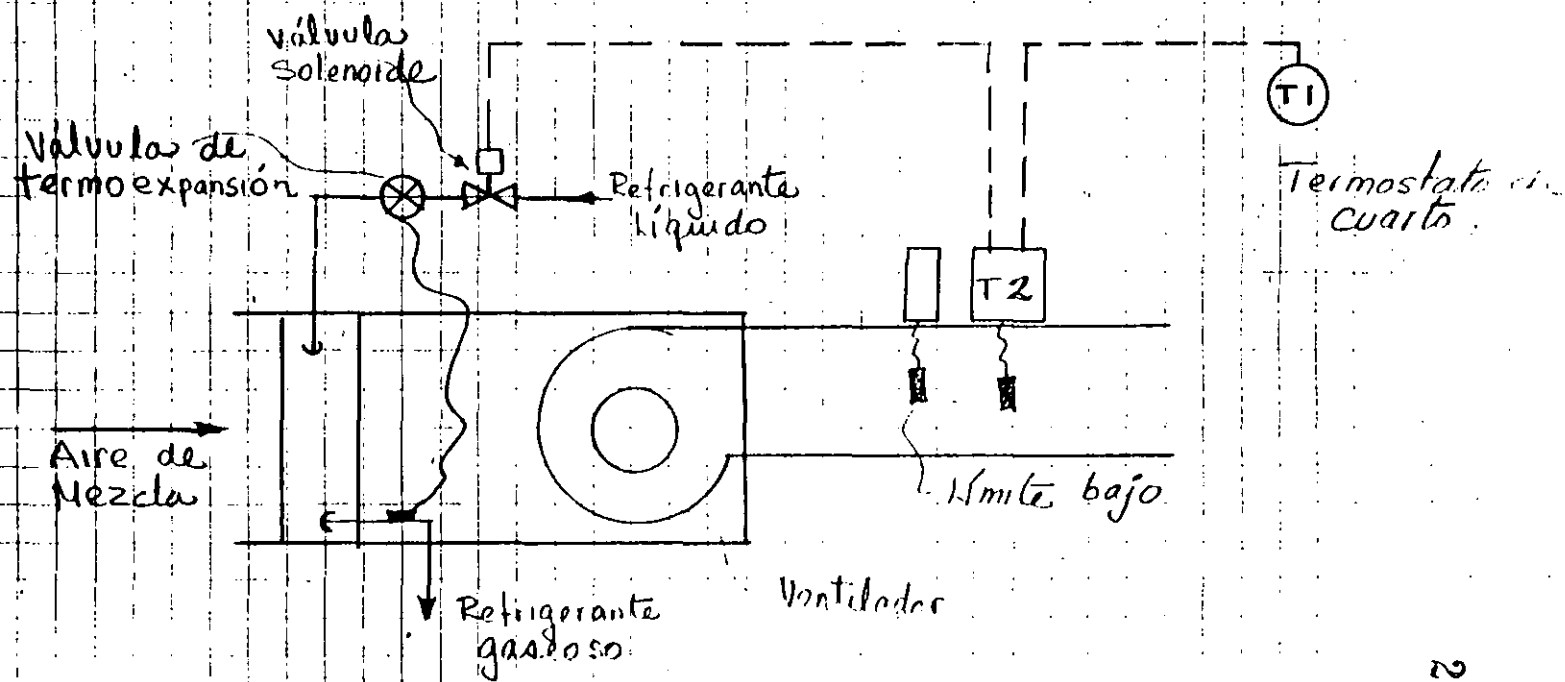


Calefaccion Unizona



calefaccion , multi zona • doble ducto.

Figura 9



Refrigeración por Expansión Directa

Figura 10

Serpentines de agua helada.

Los serpentines de agua helada son controlados en forma similar a los de calefacción, con válvulas de 3 vías, modulantes o de dos posiciones, aunque en la mayoría de los casos es preferible usar válvulas de 3 vías para evitar problemas de desbalances de presión en el sistema de distribución de agua helada. (fig. 11).

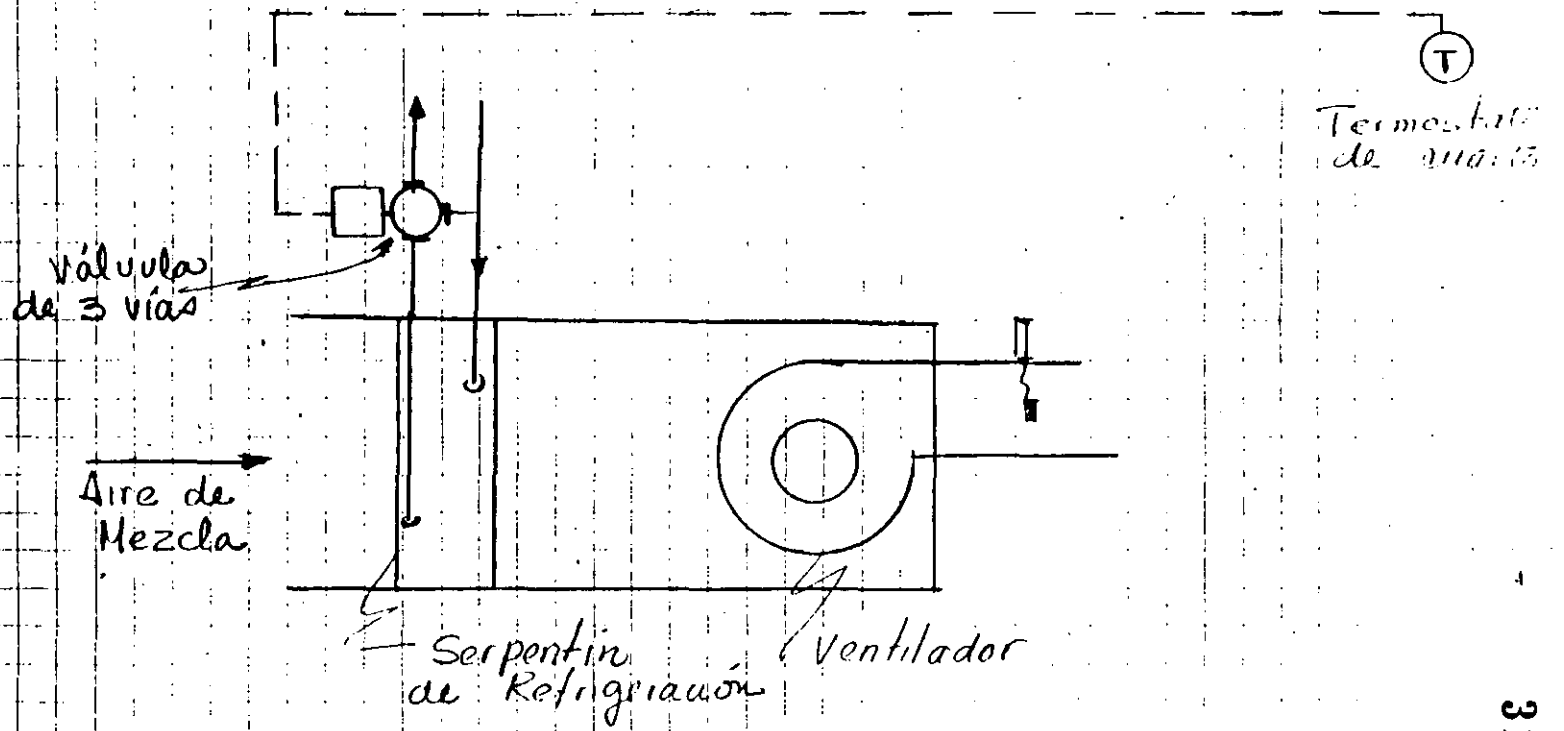
CONTROL DE HUMEDAD.

En algunas ocasiones y por diferentes razones puede ser necesario elevar o bajar la humedad del aire de suministro para lograr la condición seleccionada de humedad en el espacio.

Para elevar la humedad se dispone de humidificadores que pueden ser de espreas rociadoras de agua o bien de vapor, aunque también se utiliza con frecuencia humidificadores del tipo evaporativo.

AIRE LAVADO.

A este proceso se le llama también enfriamiento evaporativo. Desde una modesta unidad de tipo residencial hasta una complicada unidad de tipo industrial opera con el principio de enfriamiento adiabático. Esto es



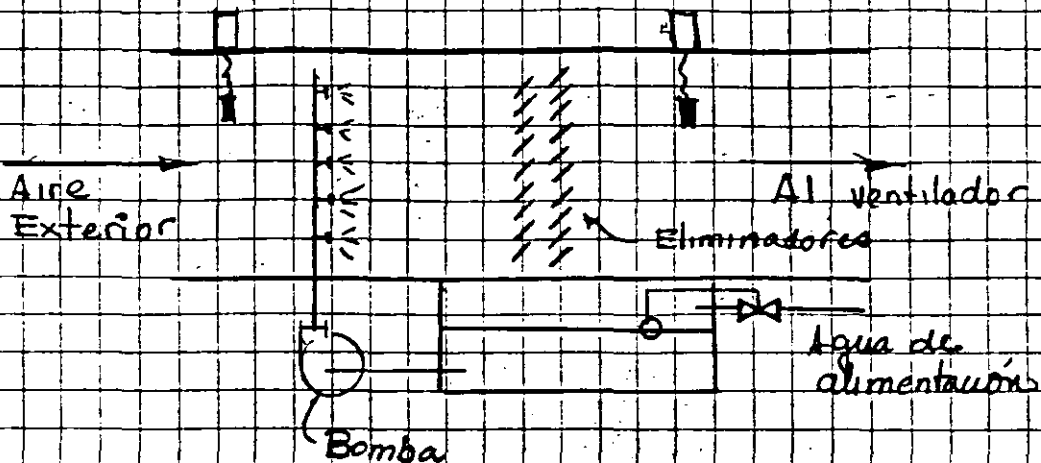
Sistema de Refrigeración por agua helada
 con Válvula de 3 Vías.

Figura. 11

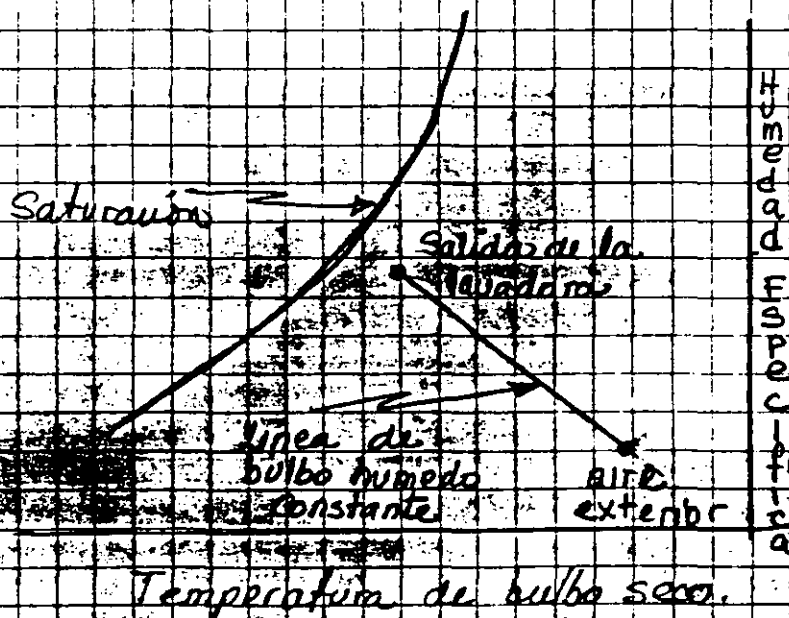
el enfriamiento es efectuado usando el calor sensible del aire para evaporar agua. Así, el aire pasando a través de la lavadora, varía sus condiciones a través de una línea de bulbo húmedo constante, con su estado final dependiendo de su estado inicial y de la eficiencia de la lavadora generalmente de 70% a 90%. No existe control de la humedad. (fig. 12)

Desde luego este sistema tiene muchas variantes aceptables dependiendo del proceso que se desea realizar.

11



Lavadora de aire o enfriador evaporativo



Proceso de enfriamiento evaporativo
Figura. 12

CB

Los controles considerados en base a los modelos correspondientes a la marca Minneapolis Honeywell.

1. Acondicionador Multizona con serpentín para refrigerante Freón y con serpentín de calefacción por agua caliente o vapor, humidificación por agua.

Termostato	T 921 A 1142
Humidostato	H 64 A 1001
Control de temperatura	T 991 A 1095
Modutrol	M 944 A 1002
Con: Transformador	AT 72 D
Switch auxiliar	Q 607 A 1050
Acoplamiento	Q 605 A 1062

Válvula motorizada:

Motor	M 945 A 1009
Transformador	AT 72 D
Acoplamiento	Q 455 F 1000
Válvula	V 5011 A

2. Acondicionador Multizona con serpentín para Freón y con resistencias eléctricas de calefacción, humidificación a base de - - agua.

Termostato	T921 A 1142
Humidostato	H 64 A 1001
Modutrol	M 944 A 1002
Con: Transformador	AT 72 D
Switch auxiliar	Q 607 A 1050
Acoplamiento	Q 605 A 1062

Control de temperatura 1 Eta
pa T 675 A

13

o

Control de temperatura 2 Eta
pas T 678 A

3. Acondicionador Multizona con serpentín para agua refrigerada, con serpentín de calefacción por vapor o agua caliente, humidificación por agua.

Termostato	T 921 A 1142
Humidostato	H 64 A 1001
Modutrol	M 944 A 1002
Con: Transformador	AT 72 D
Acoplamiento	Q 605 A 1062
Control de temperatura	T 991 A 1095
Válvula motorizada:	
Motor	M 945 A 1009
Transformador	AT 72 D
Acoplamiento	Q 455 F 1000
Cuerpo de la válvula	V 5011 A

4. Acondicionador Multizona con serpentín para agua refrigerada y calefacción por resistencias eléctricas, humidificación por agua.

Termostato	T 921 A 1142
Humidostato	H 64 A 1001
Modutrol	M 944 A 1002
Con: Transformador	AT 72 D
Acoplamiento	Q 605 A 1062
Control de temperatura 1 <u>eta</u> pa.	T 675 A

o

Control de temperatura 2 eta
pas. T 678 A

5. Acondicionador Multizona con serpentín para agua refrigerada o caliente, humidificación por agua.

Termostato	T 921 A 1142
Humidostato	H 64 A 1001
Relevador	R 482 C
Modutrol	M 944 A 1002
Con: Transformador	AT 72 D
Acoplamiento	Q 605 A 1062
Termopozo	112622
Control de temperatura 1 etapa	
pa	T 675 A

6. Acondicionador Multizona con serpentín para Freón y con serpentín de calefacción por vapor o agua caliente, humidificación por agua, 100% aire exterior.

Termostato	T 7023 A 1001
Humidostato	H 7000 A 1001
Con elemento Gama 47-57%	Q 229 A 1046
Modutrol	M 7034 A 1031
Con: Interruptor auxiliar	Q 607 A 1050
Acoplamiento	Q 605 A 1062
Control de temperatura	T 991 A 1095
Válvula motorizada:	
Con: Motor	M 945 A 1009
Transformador	AT 72 D
Acoplamiento	Q 455 F 1000
Válvula	V 5011 A

C/B

7. Acondicionador Multizona con serpentín para Freón y con calefacción por resistencias eléctricas, humidificación por agua, 100% exterior.

Termostato

T 7023 A 1001

Los demás diagramas pueden ser estudiados en la misma ya que los modelos de los controles son repetitivos.

AGOSTO DE 1983.


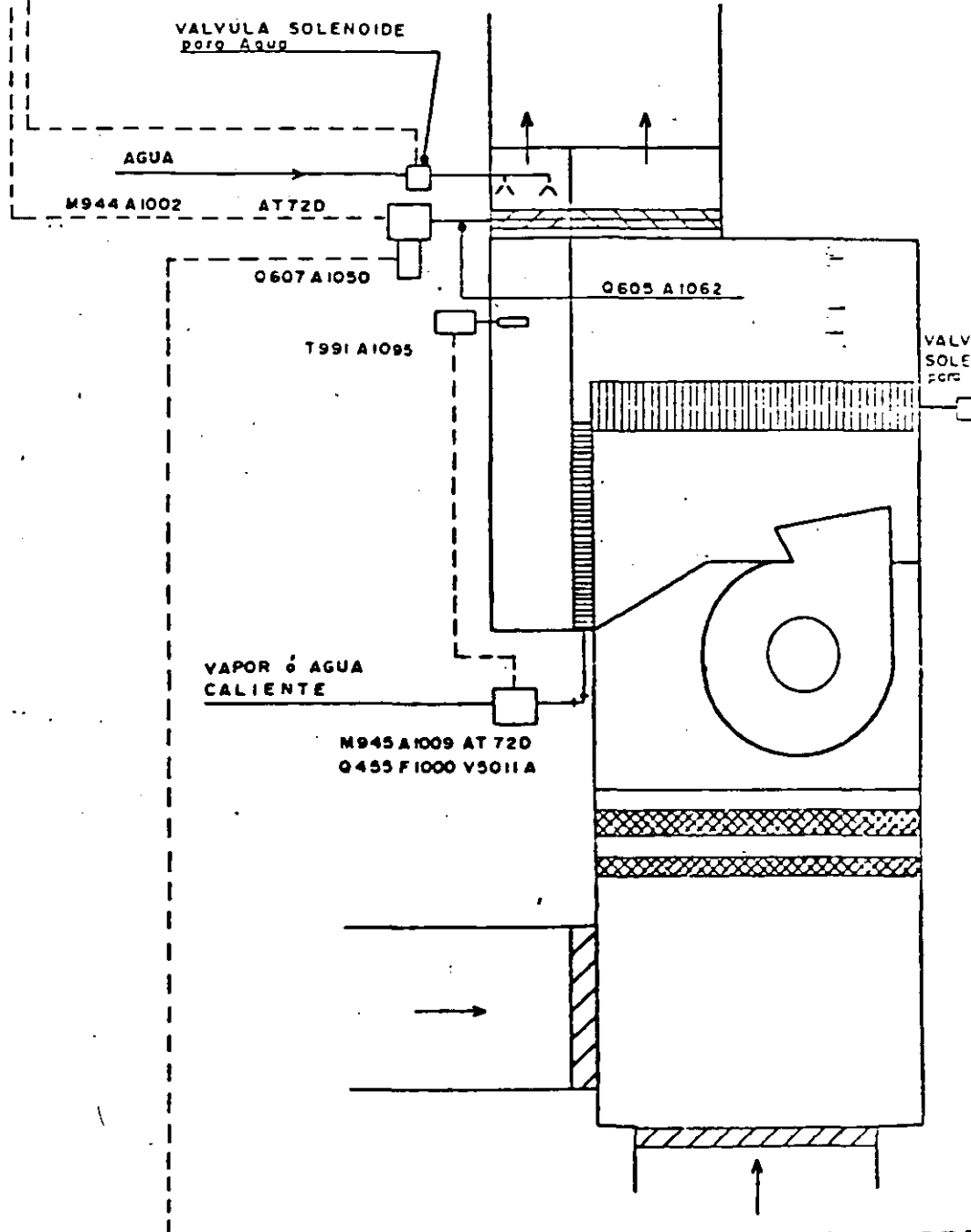
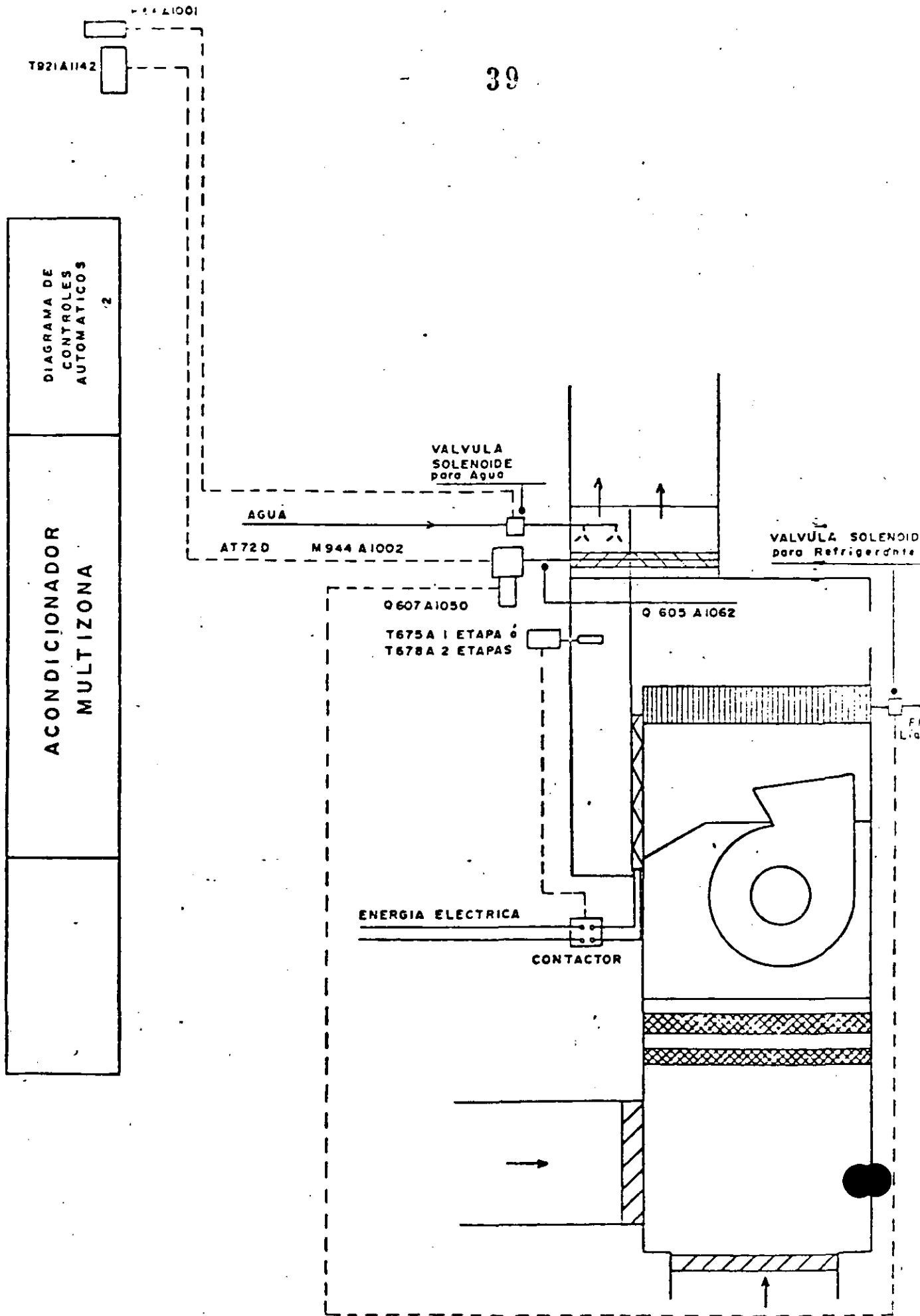


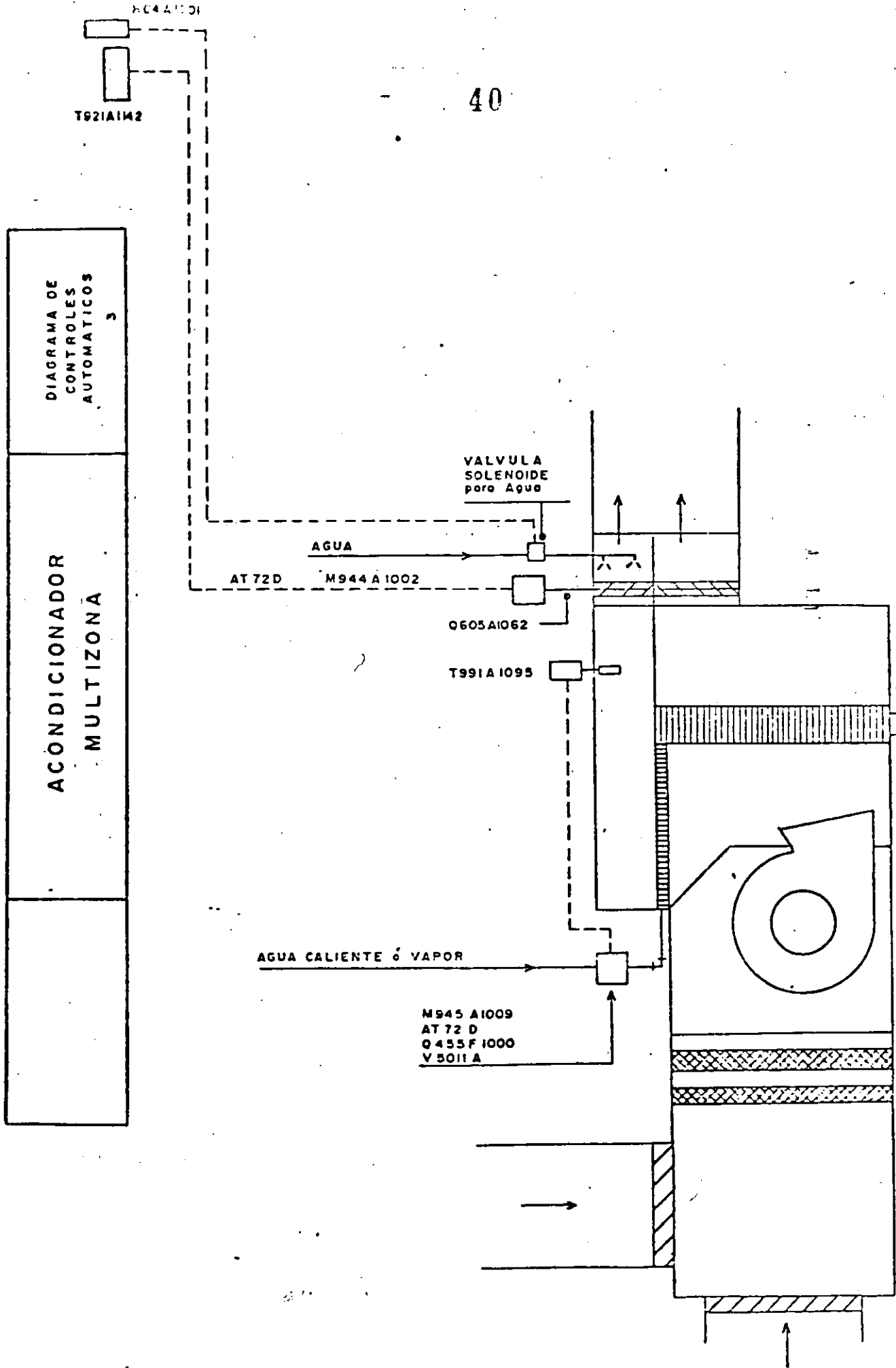
DIAGRAMA DE
CONTROLES
AUTOMATICOS

ACONDICIONADOR
MULTIZONA

T021 A1142







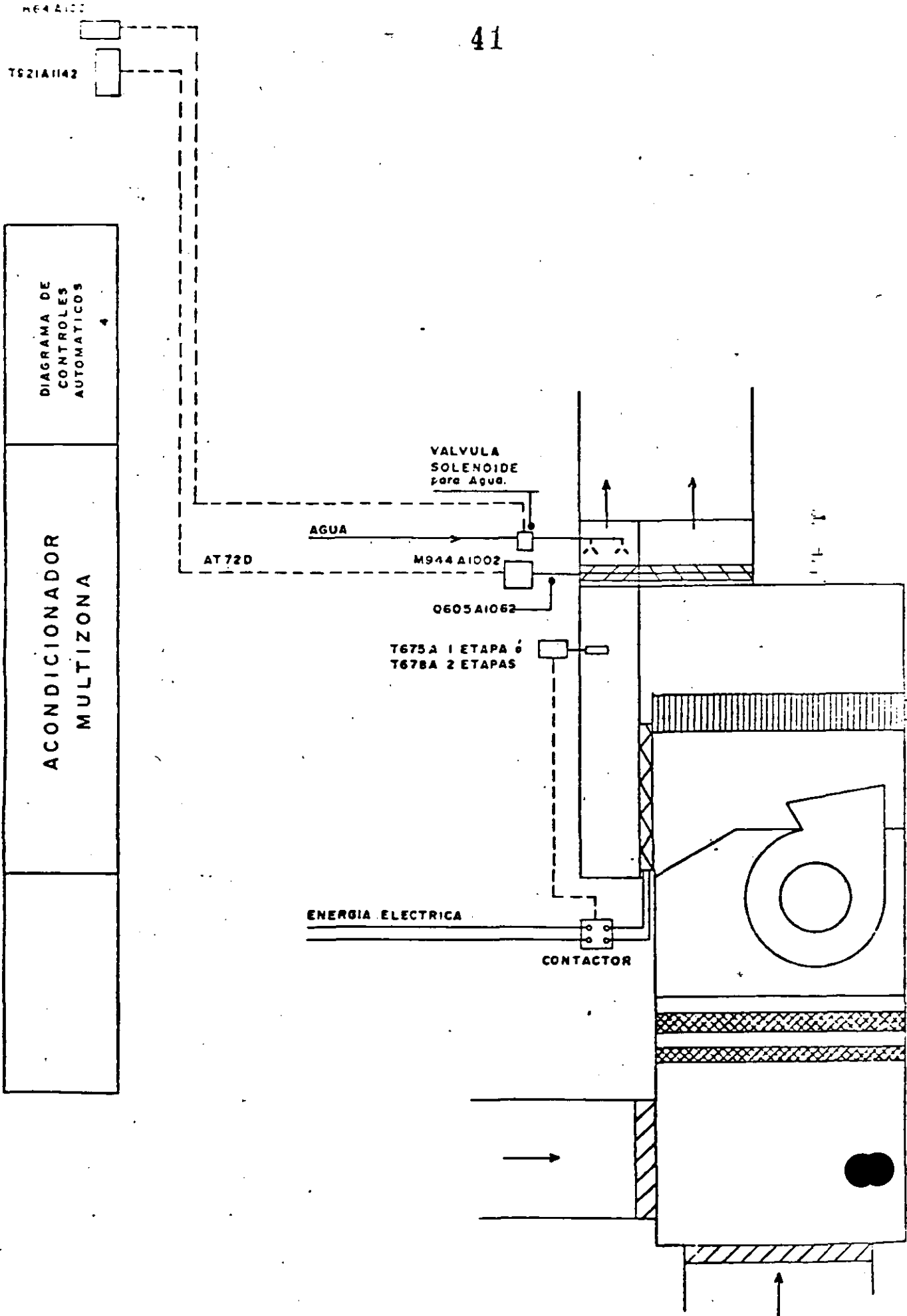


DIAGRAMA DE CONTROLES AUTOMATICOS

ACONDICIONADOR MULTIZONA

VALVULA SOLENOIDE para Agua.

AGUA

AT 72D

M944 A1002

Q605 A1062

T675 A 1 ETAPA
T678 A 2 ETAPAS

ENERGIA ELECTRICA

CONTACTOR

ME 4 A100

T521A1142

DIAGRAMA DE
CONTROLES
AUTOMATICOS

ACONDICIONADOR
MULTIZONA

VALVULA
SOLENOIDE
para Agua

AGUA

AGUA REFRIGERADA
o CALIENTE

R 482C

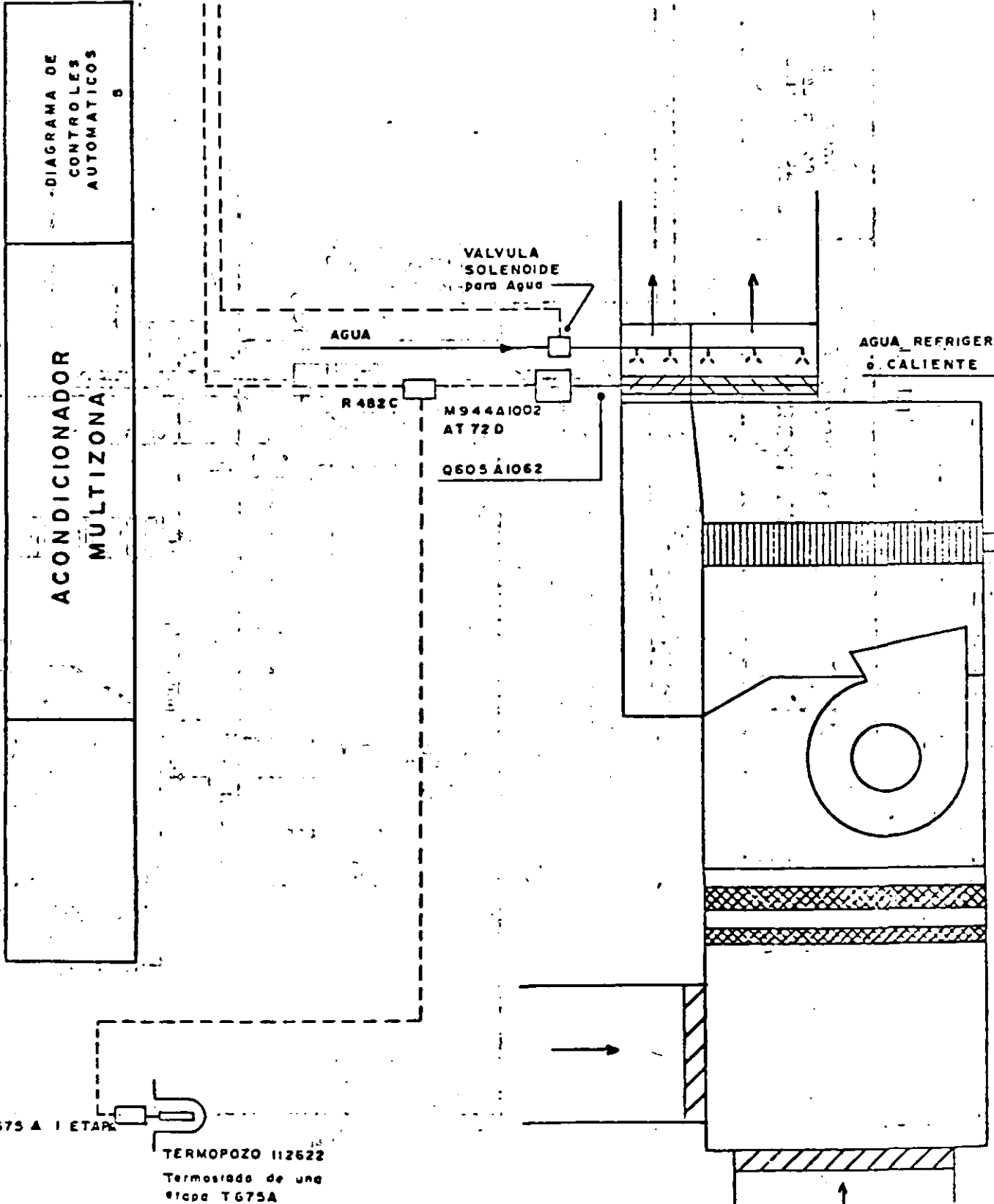
M944A1002
AT 72 D

Q605 A1062

T675 A 1 ETAP

TERMOPOZO 112622

Termostatos de una
etapa T675A
instalados en la tu-
bería principal en la



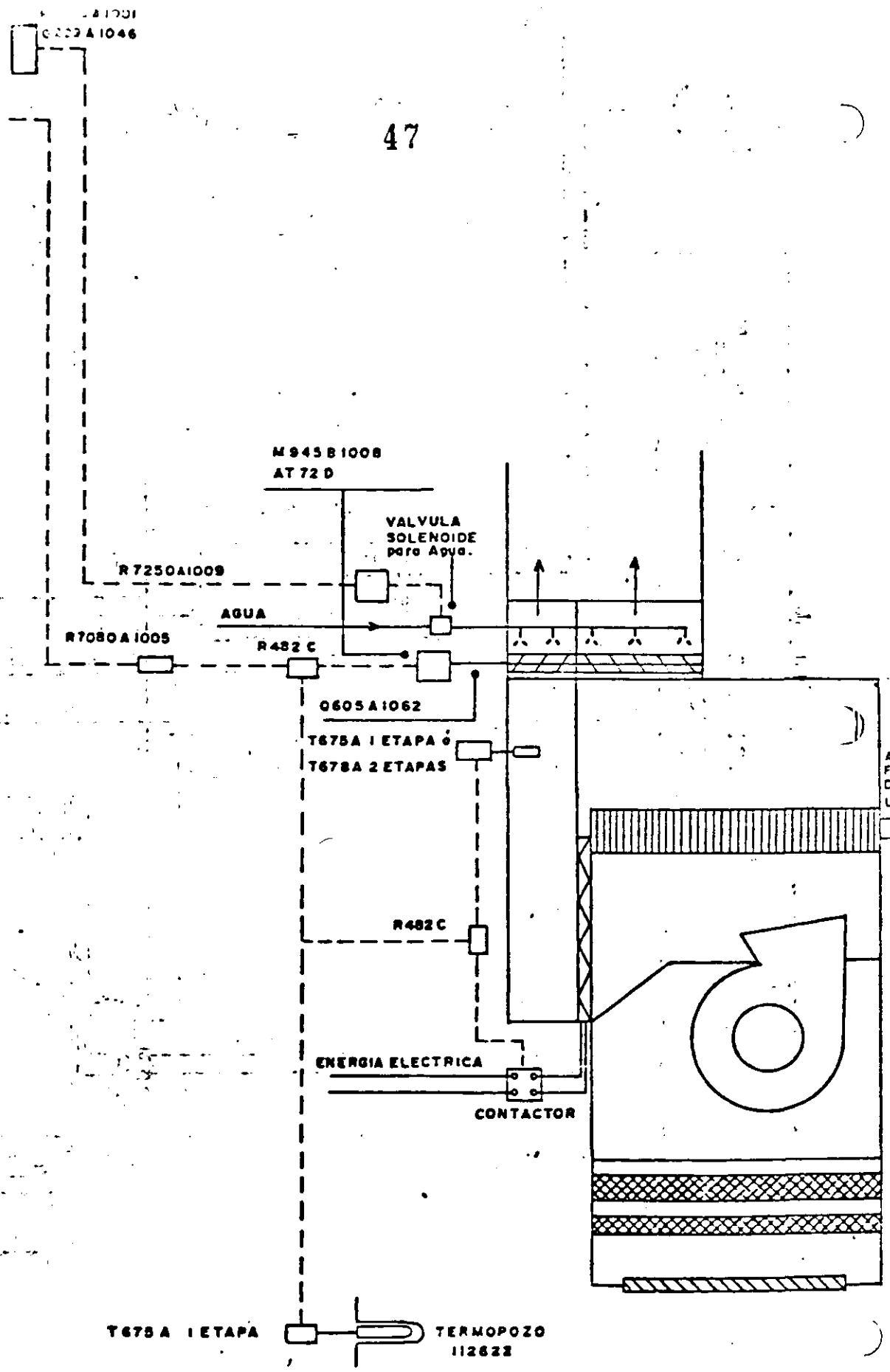
T7018 F1015

A 1001
G 222 A 1046

47

DIAGRAMA DE
CONTROLES
AUTOMATICOS
10

ACONDICIONADOR
MULTIZONA



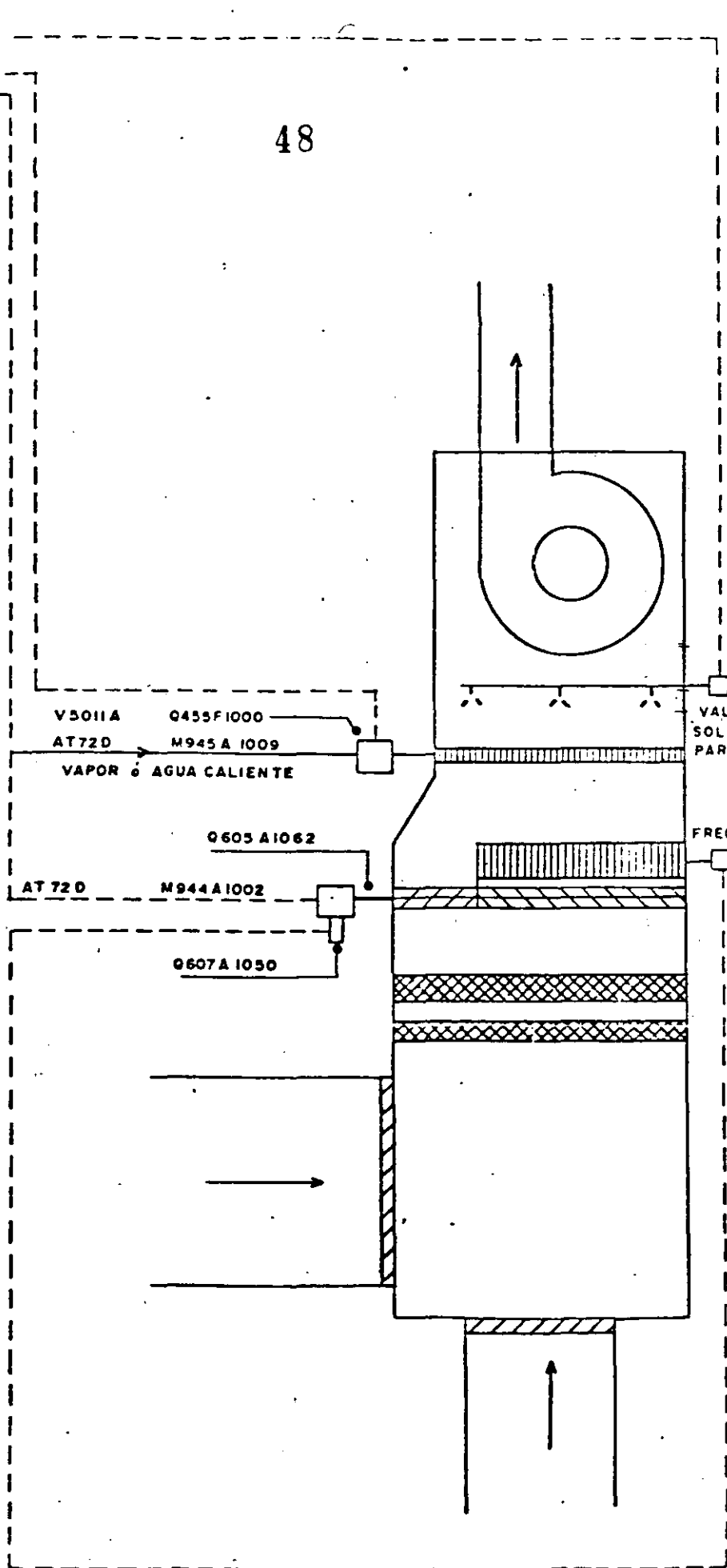
M 4 4 001

T02B

48

DIAGRAMA DE
CONTROLES
AUTOMATICOS
II

ACONDICIONADOR
UNIZONA



AGUA

VALVULA
SOLENOIDE
PARA AGUA

FREON LIQUID

VALVULA
SOLENOIDE
PARA REFRIGERANTE

V5011A Q455F1000

AT72D M945A1009

VAPOR & AGUA CALIENTE

Q605A1062

AT 72 D M944A1002

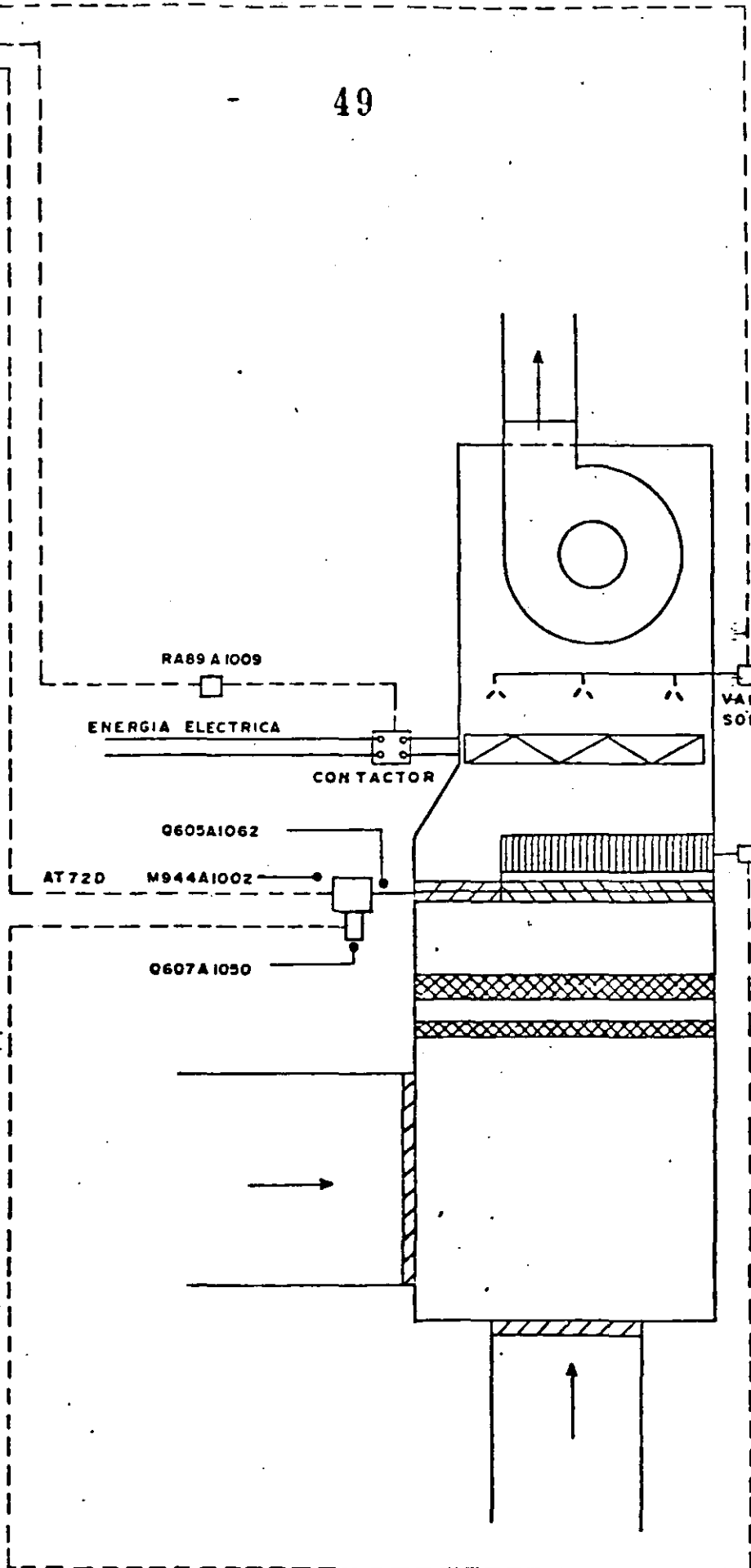
Q607A1050

DIAGRAMA DE
CONTROLES
AUTOMATICOS
12

ACONDICIONADOR
UNIZONA

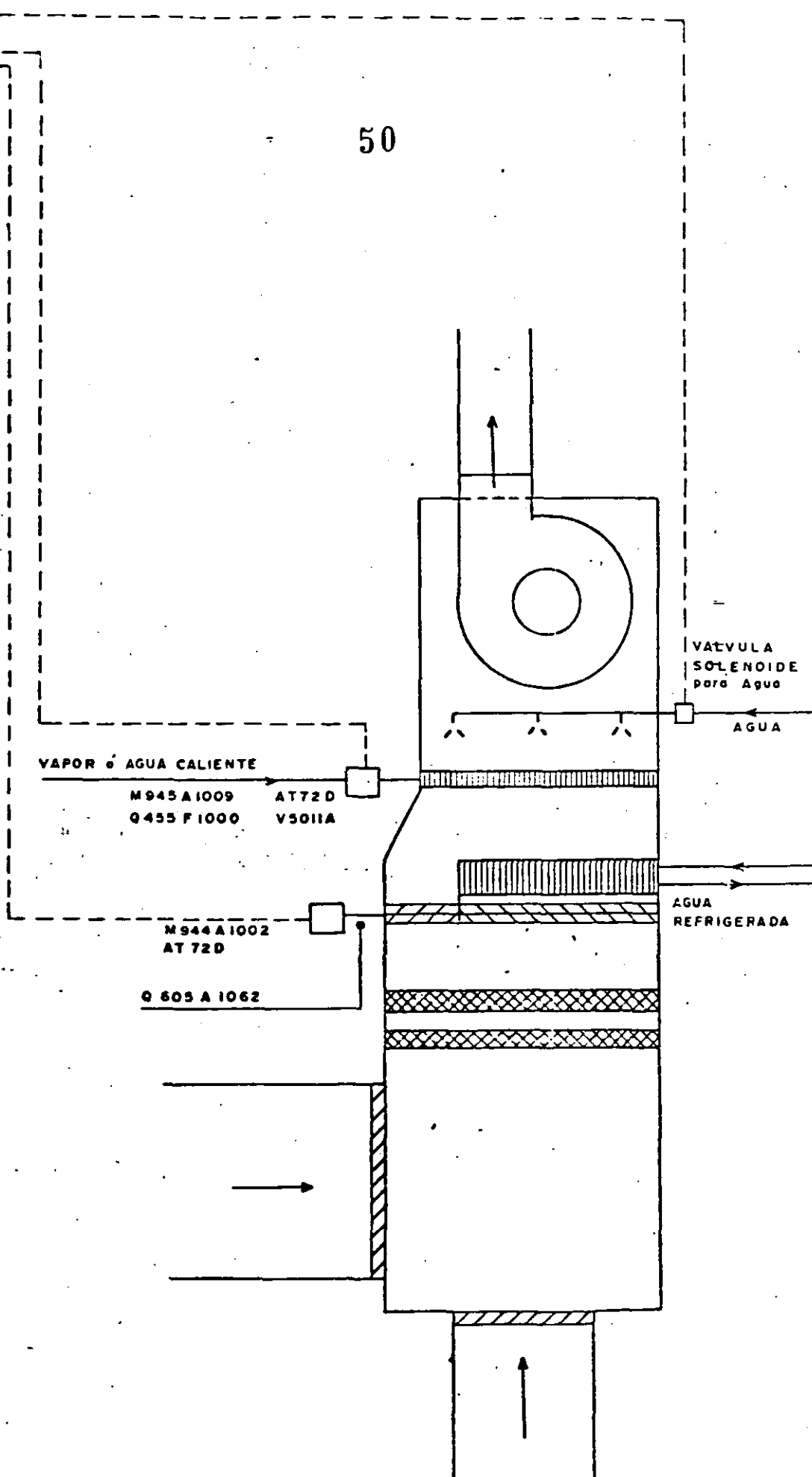
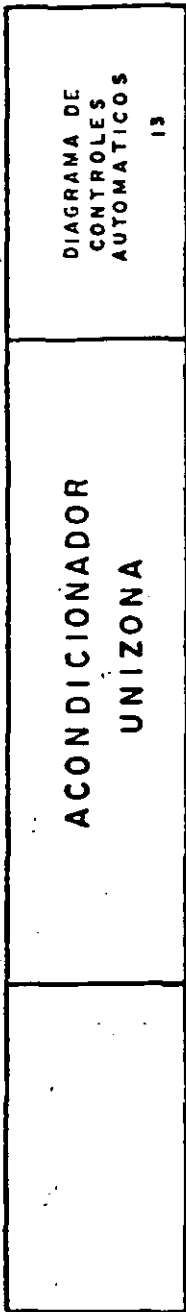
K142A1001
T92G1017

49



T628

50



H64A1001

T92G10:7

51

DIAGRAMA DE CONTROLES AUTOMATICOS 14

ACONDICIONADOR UNIZONA.

RAB9A1009

ENERGIA ELECTRICA.

CONTACTOR

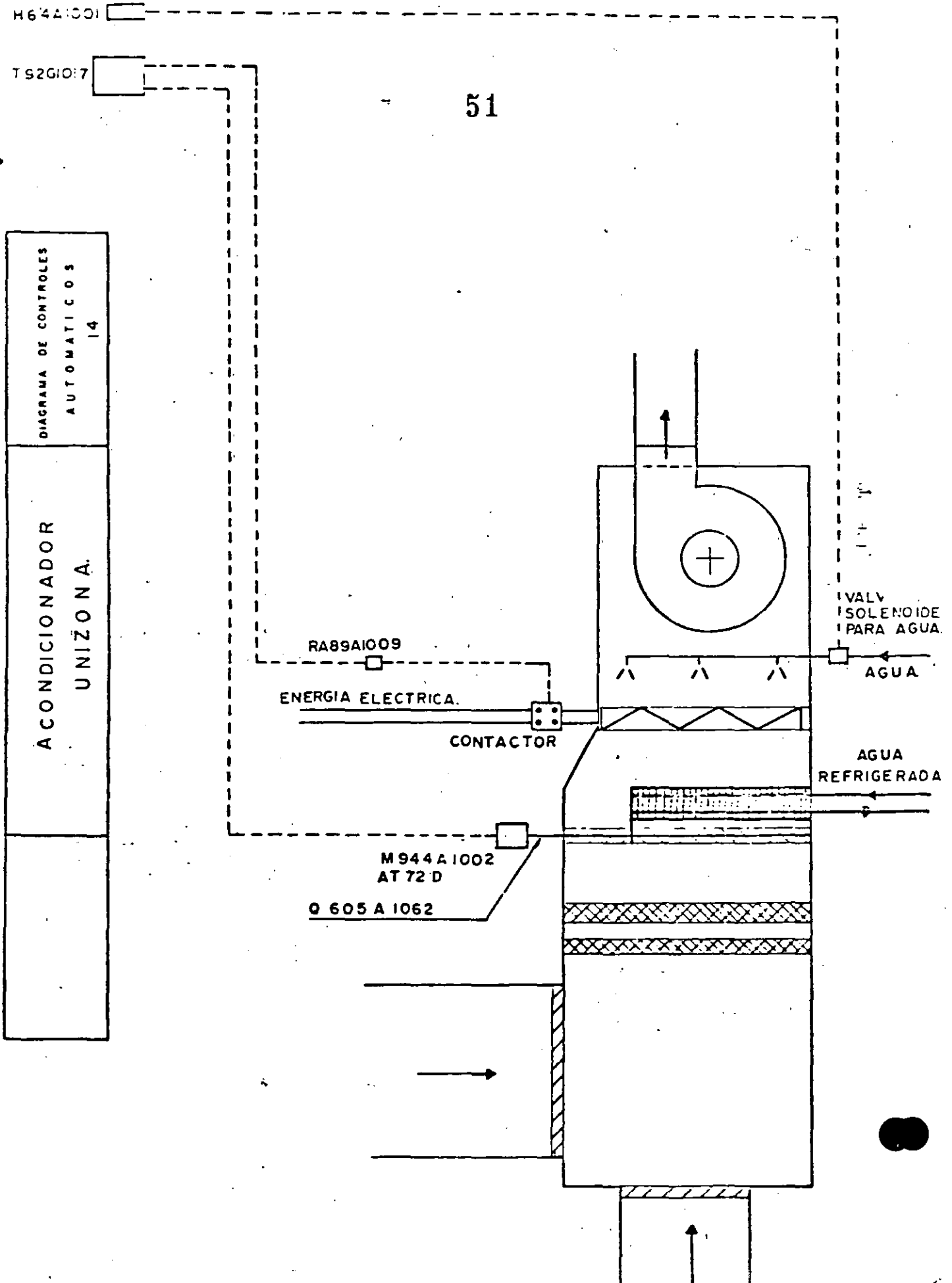
M944A1002 AT 72 D

Q 605 A 1062

VALV SOLENOIDE PARA AGUA.

AGUA

AGUA REFRIGERADA



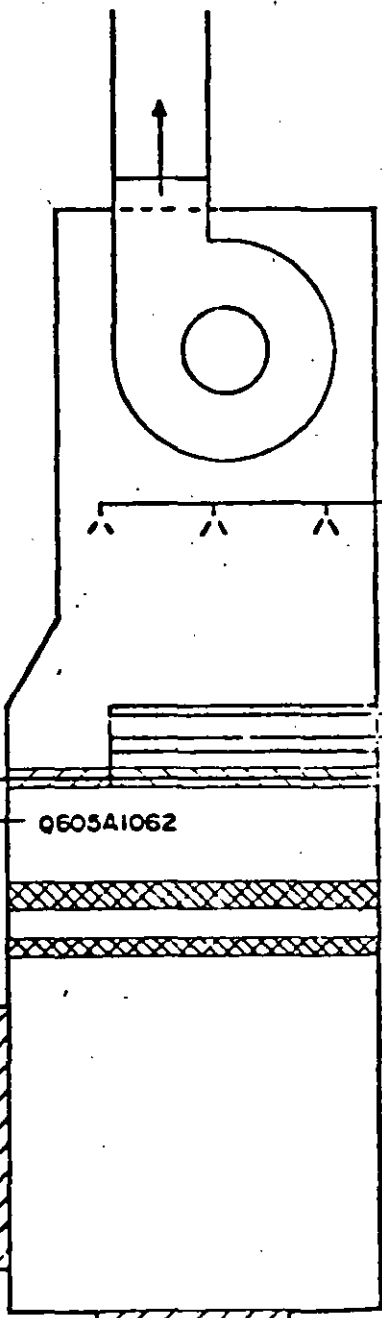
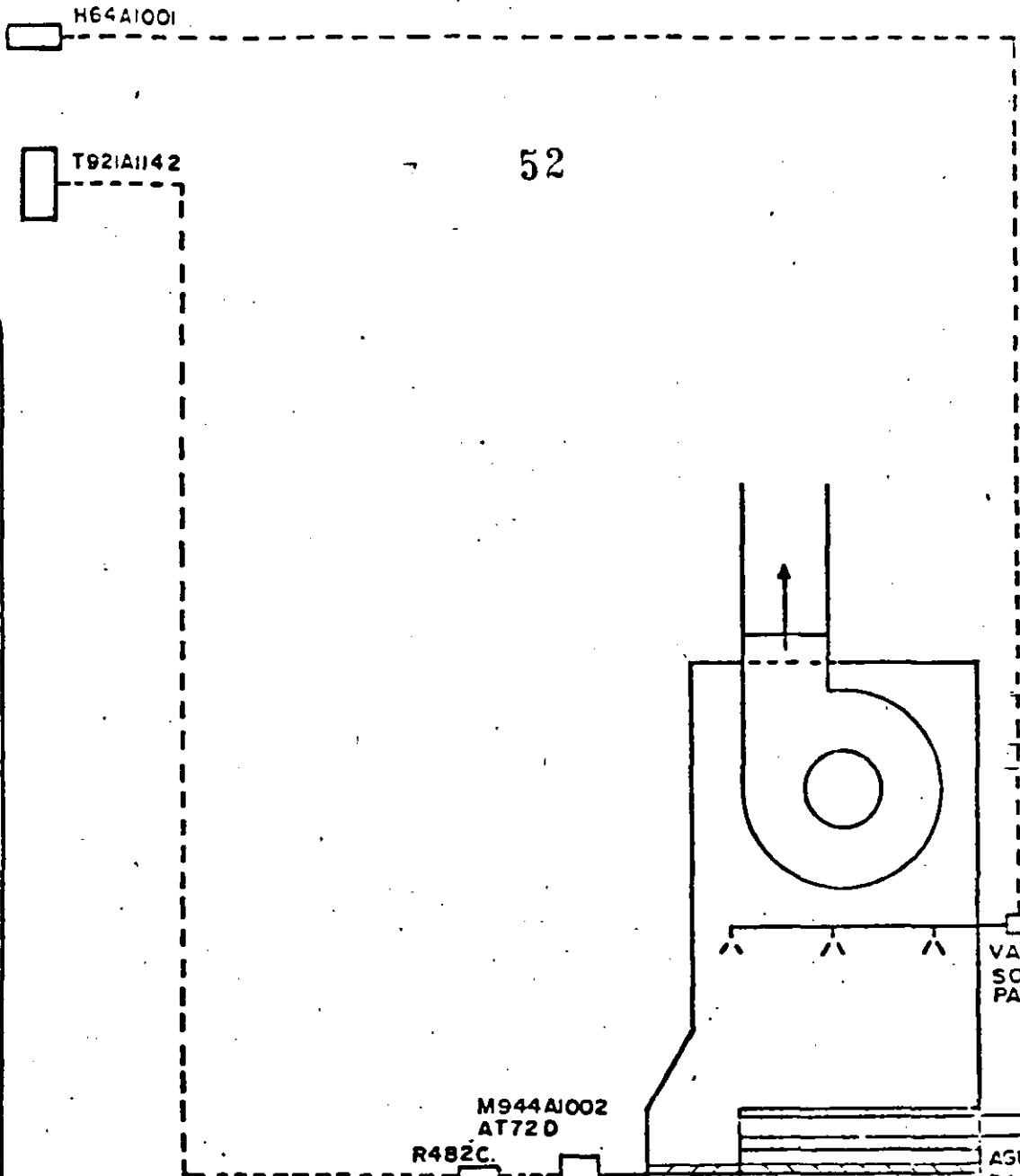
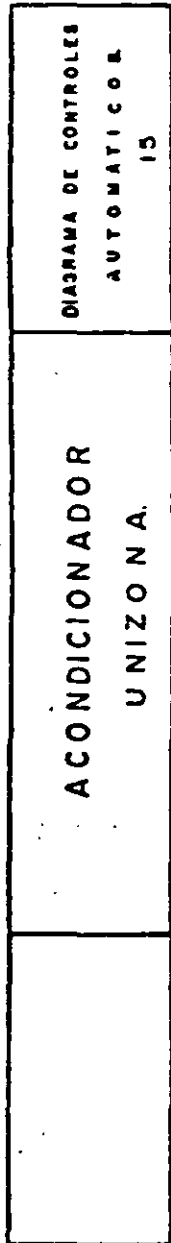
H64A1001

T921A1142

52

DIAGRAMA DE CONTROLES
AUTOMATICO E

ACONDICIONADOR
UNIZONA.



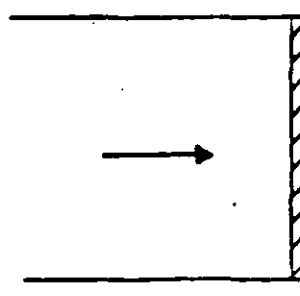
AGUA
VALVULA SOLENOIDE PARA AGUA

M944A1002 AT720
R482C.

AGUA REFRIGERADA O CALIENTE

Q605A1062

I ETAPA T675A TERMOPOZO 112622.



H 64 A100

T92H1023

DIAGRAMA DE CONTROLES
AUTOMATICO B
16

ACONDICIONADOR
UNIZONA.

M945A1009 AT72 D
0455F1000 V5011A.

VAPOR o AGUA CALIENTE

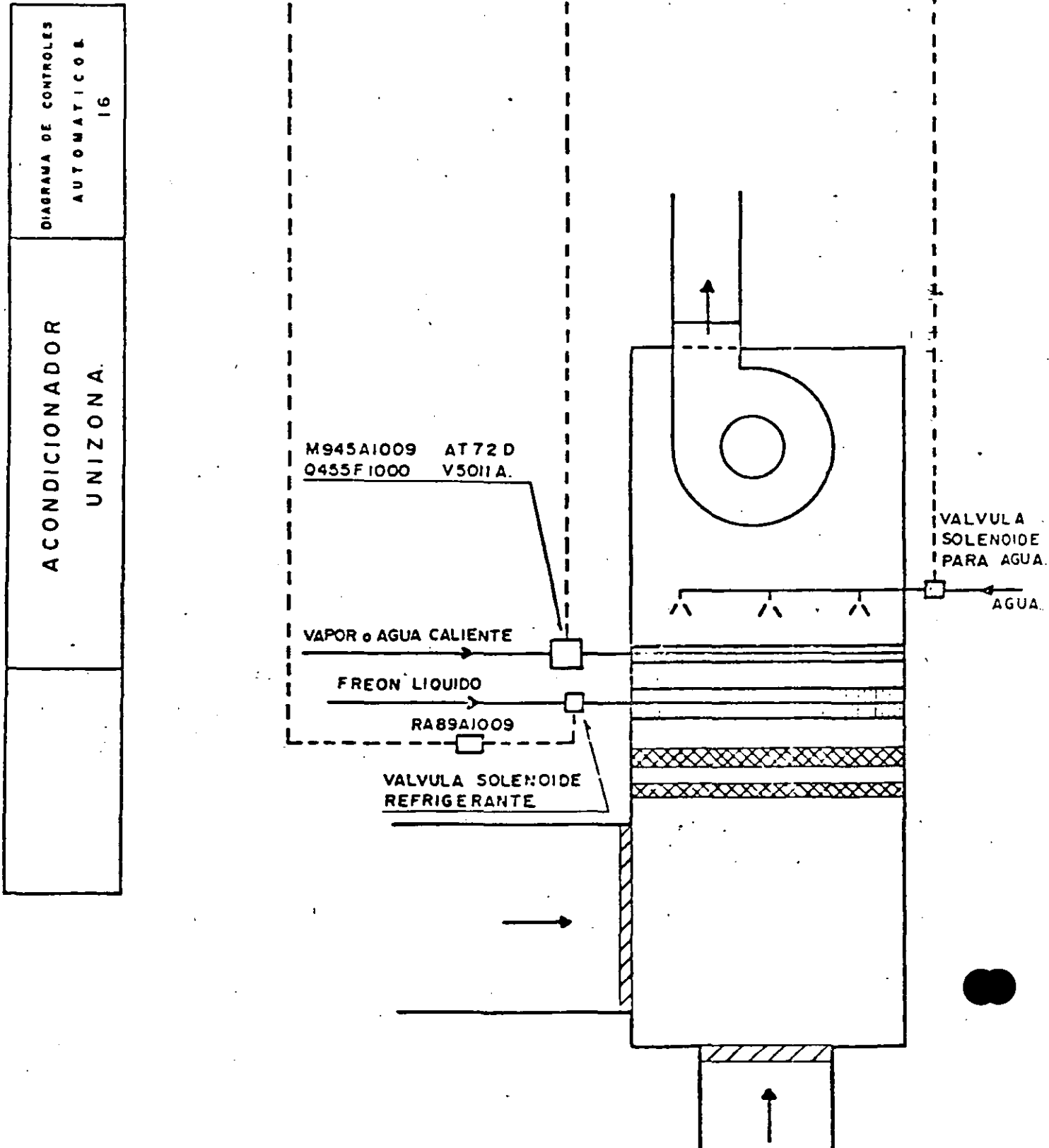
FREON LIQUIDO

R889A1009

VALVULA SOLENOIDE
REFRIGERANTE

VALVULA
SOLENOIDE
PARA AGUA.

AGUA.



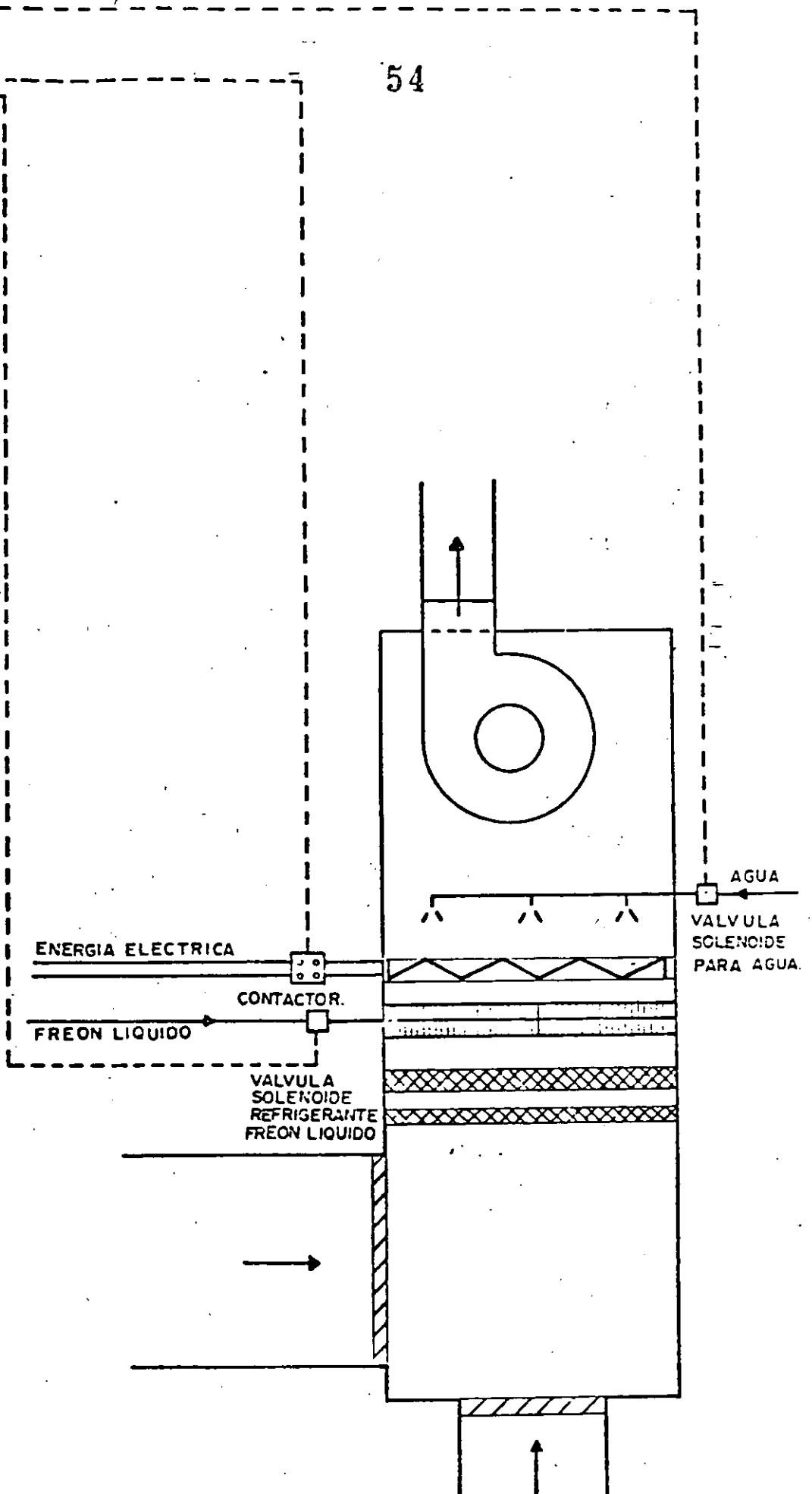
ME4A1001

T42KI050

54

DIAGRAMA DE CONTROLES
AUTOMATICOS.
17

A CONDICIONADOR
UNIZONA.



M944A101

55

T928

DIAPARAJE DE CONTROLES AUTOMATICOS. 18

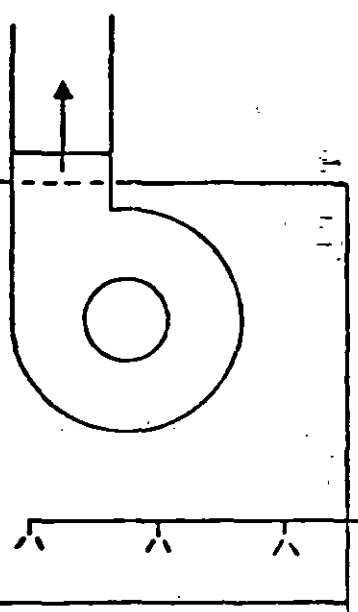
ACONDICIONADOR UNIZONA.

M945 A1009 AT72D Q455 F1000 V5011A

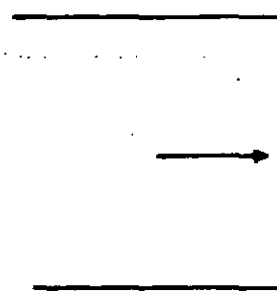
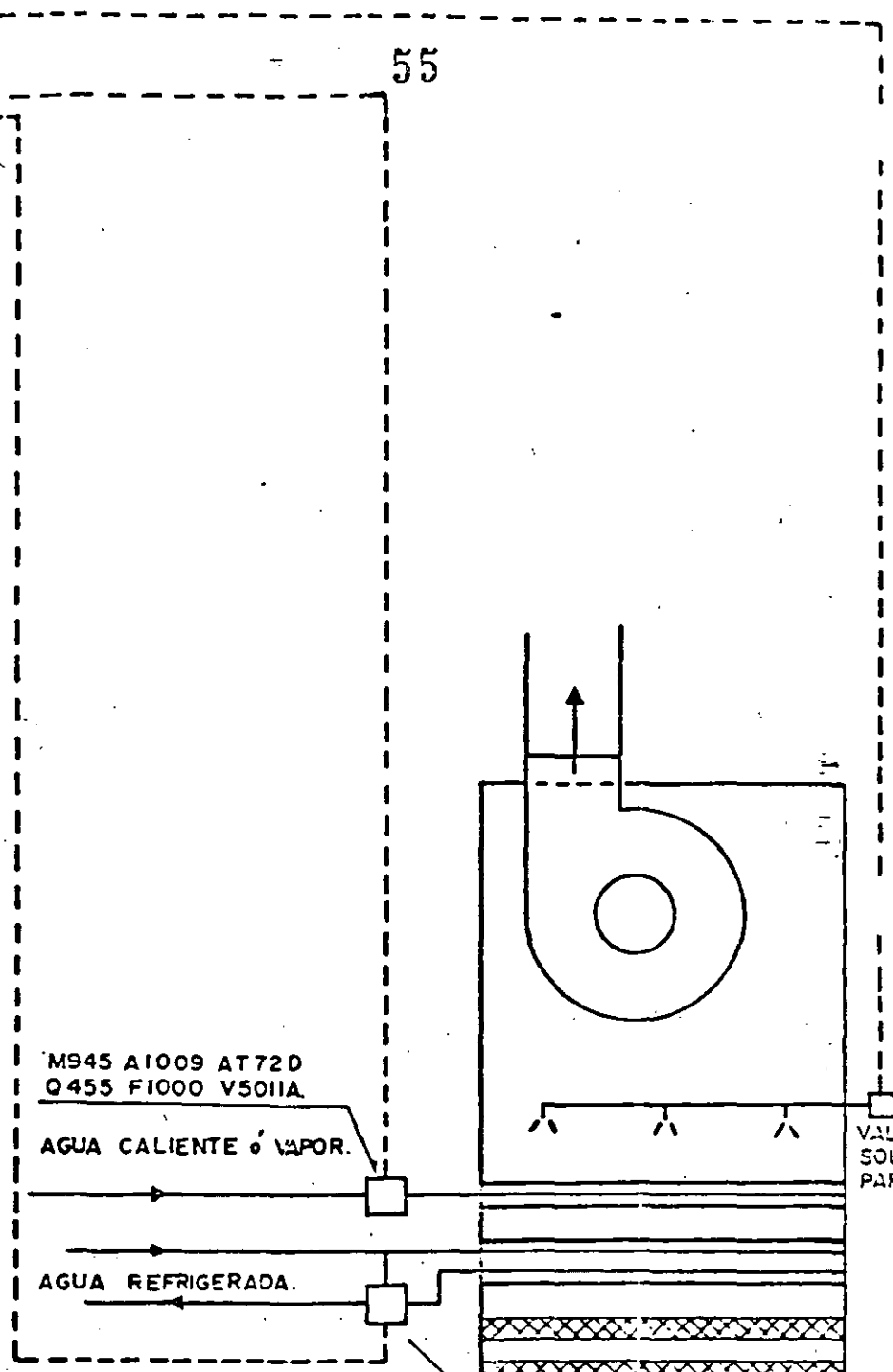
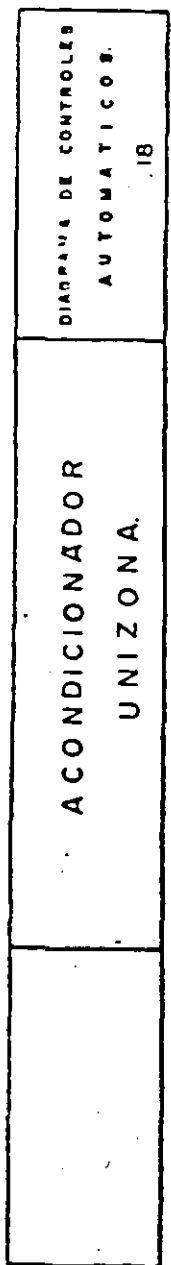
AGUA CALIENTE ó VAPOR.

AGUA REFRIGERADA.

AGUA VALVULA SOLENOIDE PARA AGUA



M944A1002 AT72D1046 Q455C1011 V5013A



HE4A1001

T92G1017

56

DIAGRAMA DE CONTROLES
AUTOMATICOS
19

ACONDICIONADOR
UNIZONA.

RA 89A1009

CONTACTOR

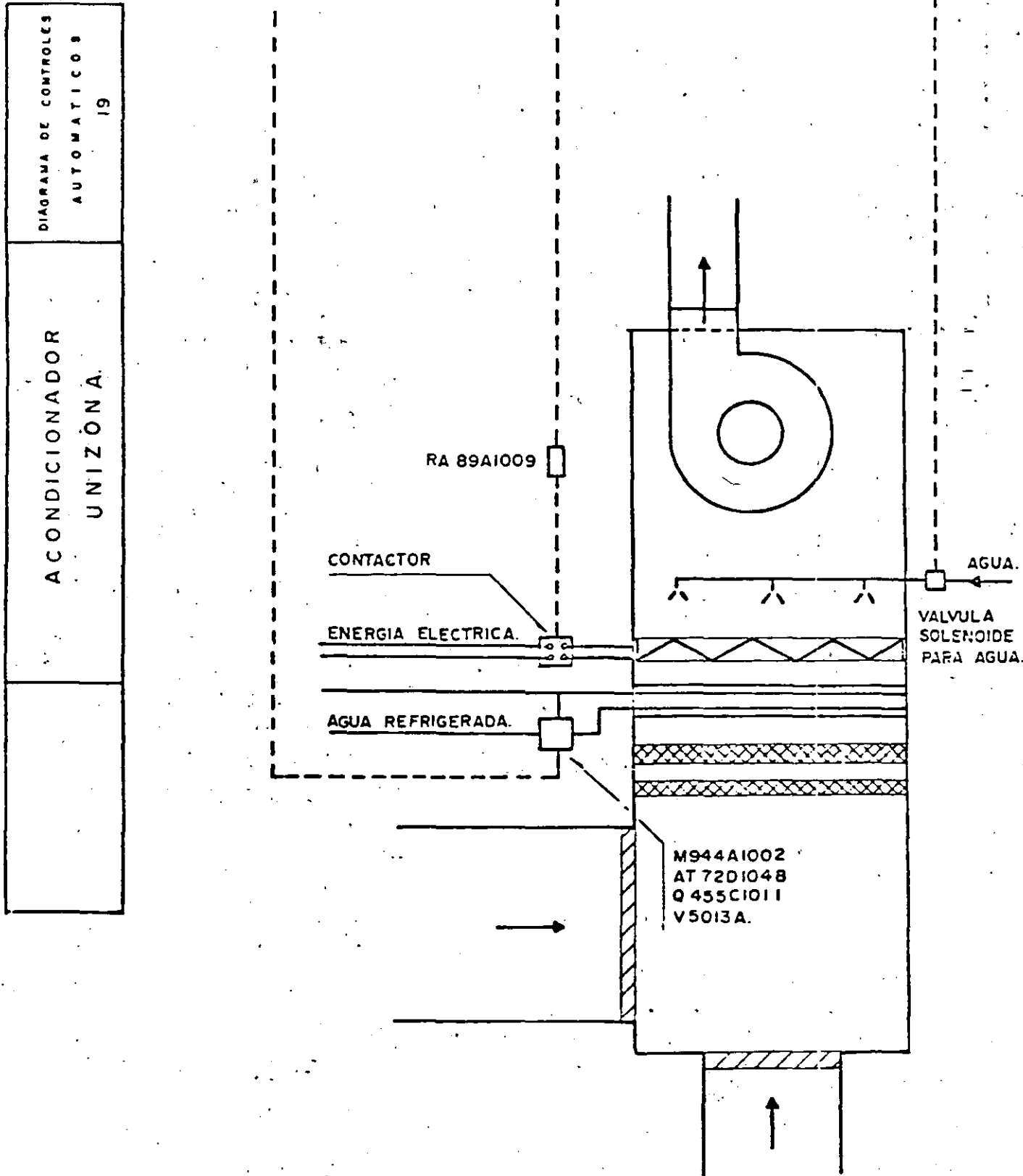
ENERGIA ELECTRICA.

AGUA REFRIGERADA.

AGUA.

VALVULA
SOLENOIDE
PARA AGUA.

M944A1002
AT 7201048
Q 455C1011
V5013A.



Y 0 1 A 0 0 1

T921A1142

57

DIAGRAMA DE CONTROLES AUTOMATICOS 20

ACONDICIONADOR UNIZONA

M944 A1002 AT72D1048
Q455C1011 V5013A

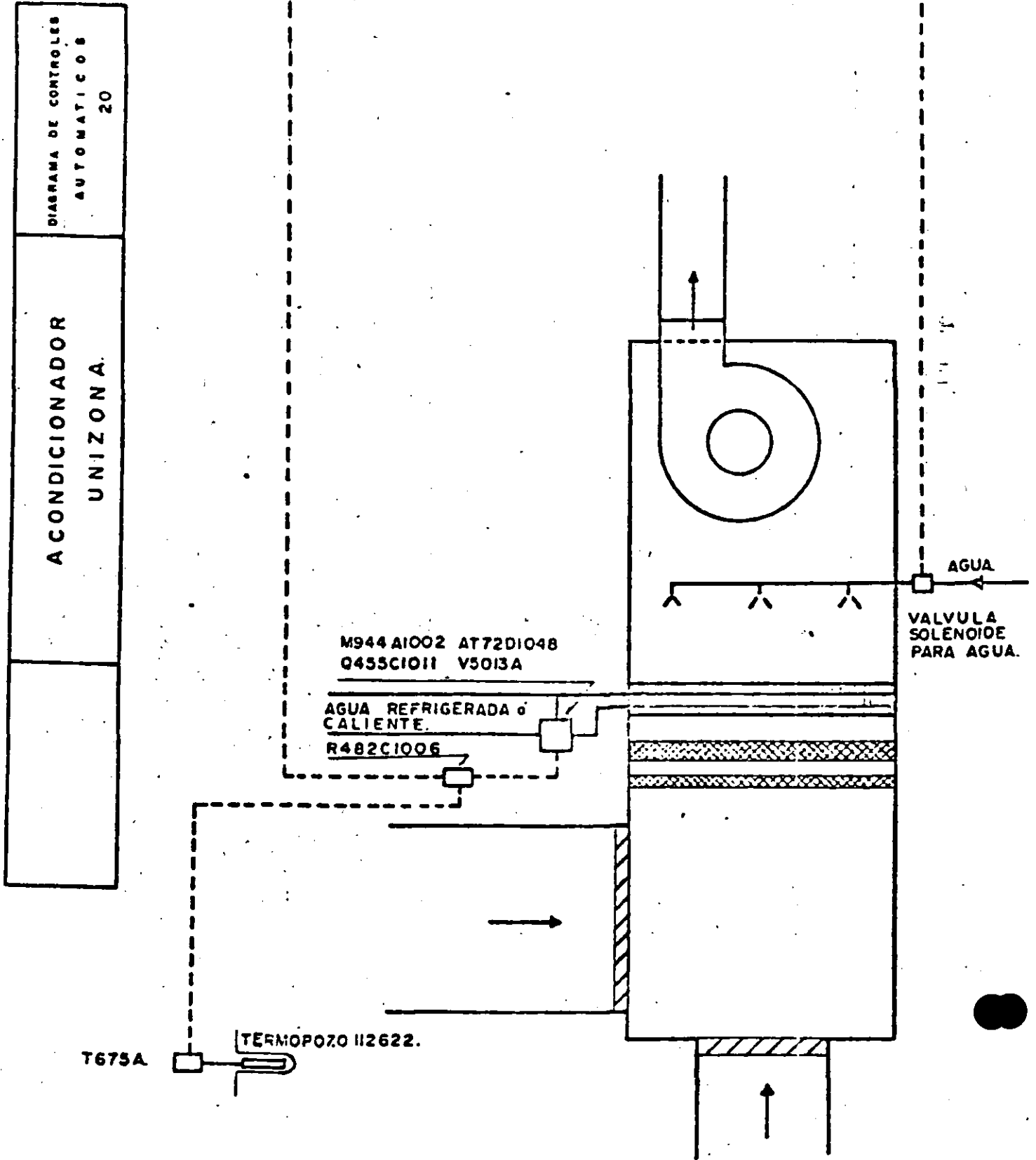
AGUA REFRIGERADA o CALIENTE

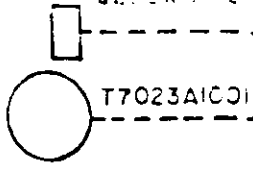
R482C1006

AGUA
VALVULA SOLENOIDE PARA AGUA.

TERNOPOZO 112622.

T675A

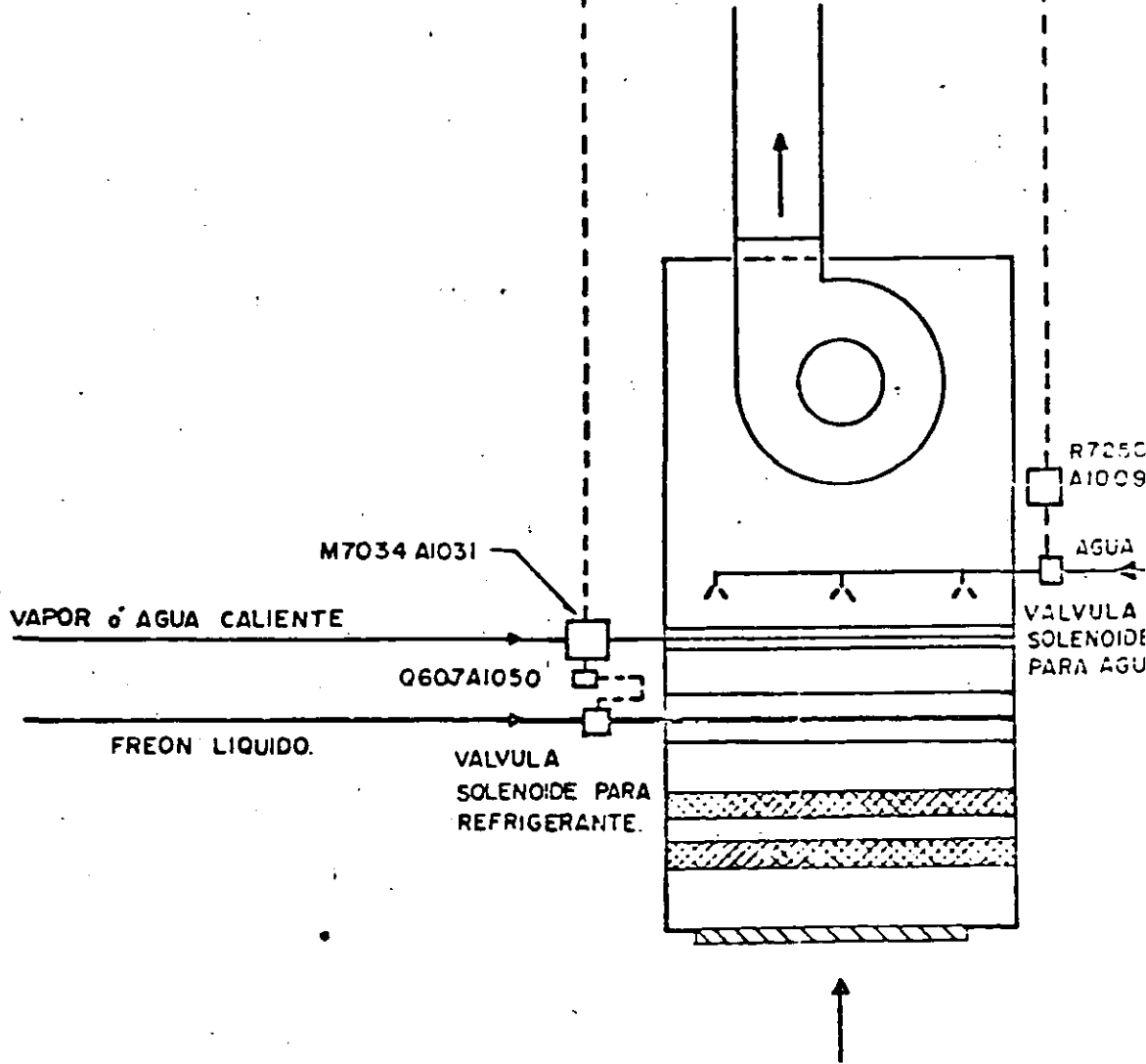




58

DIAGRAMA DE CONTROLES
AUTOMATICO B
21

ACONDICIONADOR
UNIZONA A.



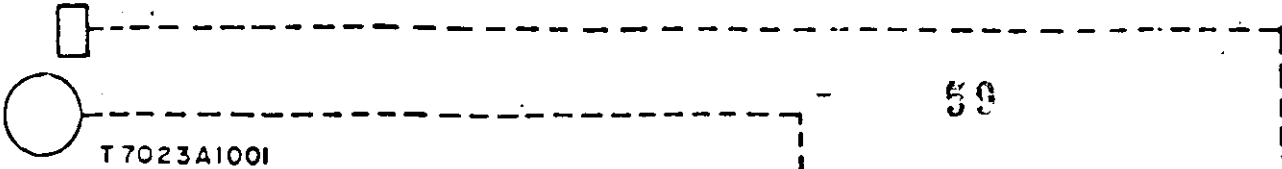
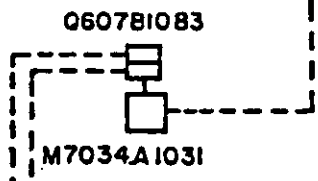


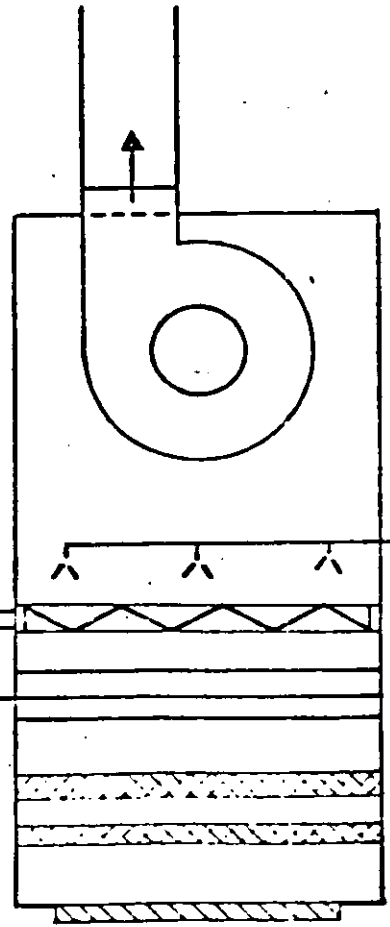
DIAGRAMA DE CONTROLES
AUTOMATICOS
22

ACONDICIONADOR
UNIZONA.



ENERGIA ELECTRICA
CONTACTOR

VALVULA SOLENOIDE
PARA REFRIGERANTE
FREON LIQUIDO.



R7250
A1009
AGUA
VALVULA
SOLENOIDE
PARA AGUA.



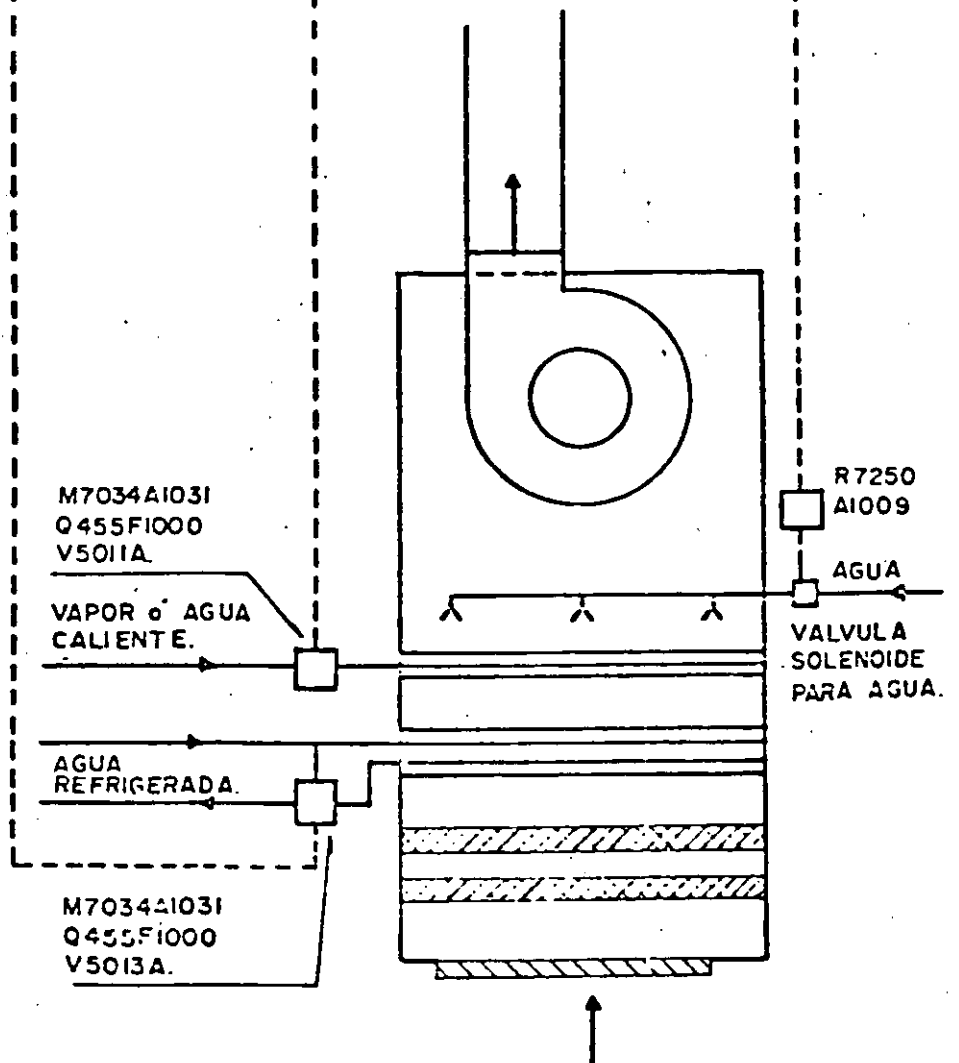
DIAGRAMA DE CONTROLES AUTOMATICOS 23

ACONDICIONADOR UNIZONA.

T7023A1001

T7023A1001

60



C 225A1031
H7000A1001

C1

T70231001

DIAGRAMA DE CONTROLES
AUTOMATICOS
24

CONDICIONADOR
UNIZONA A.

T675A 1 ETAPA ó
678A 2 ETAPAS

BULBO INSTALADO
EN EL DUCTO DE
EXTRACCION DE LA
SALA DE OPERACIONES.

ENERGIA ELECTRICA.

CONTACTOR.

AGUA REFRIGERADA

M7034A1031
Q455F1000
V5013A.

R7250A

AGUA

VALVULA
SOLENOID
PARA AC



R7000A1001
G229A1046

T7018F1015

62

DIAGRAMA DE CONTROLES
AUTOMATICOS
25

ACONDICIONADOR
UNIZONA.

AGUA REFRIGERADA o
CALIENTE.

R7080A1005

R482C1006

M945B1008
AT72D.
Y 5013A

R7250A1009

AGUA

VALVULA
SOLENOIDE
PARA AGUA.

I ETAPA
T 675A.

TERMOPOZO 112622

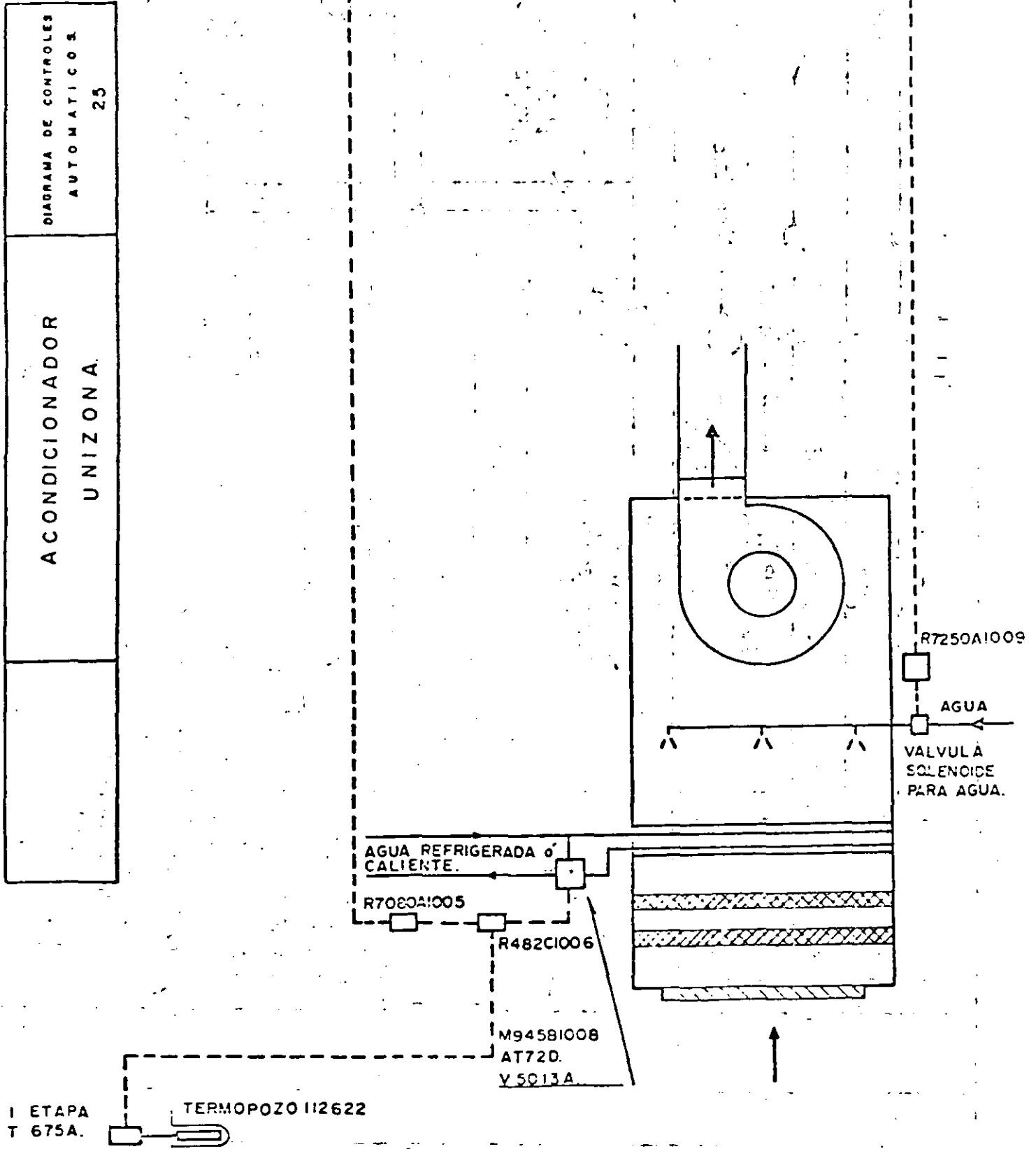
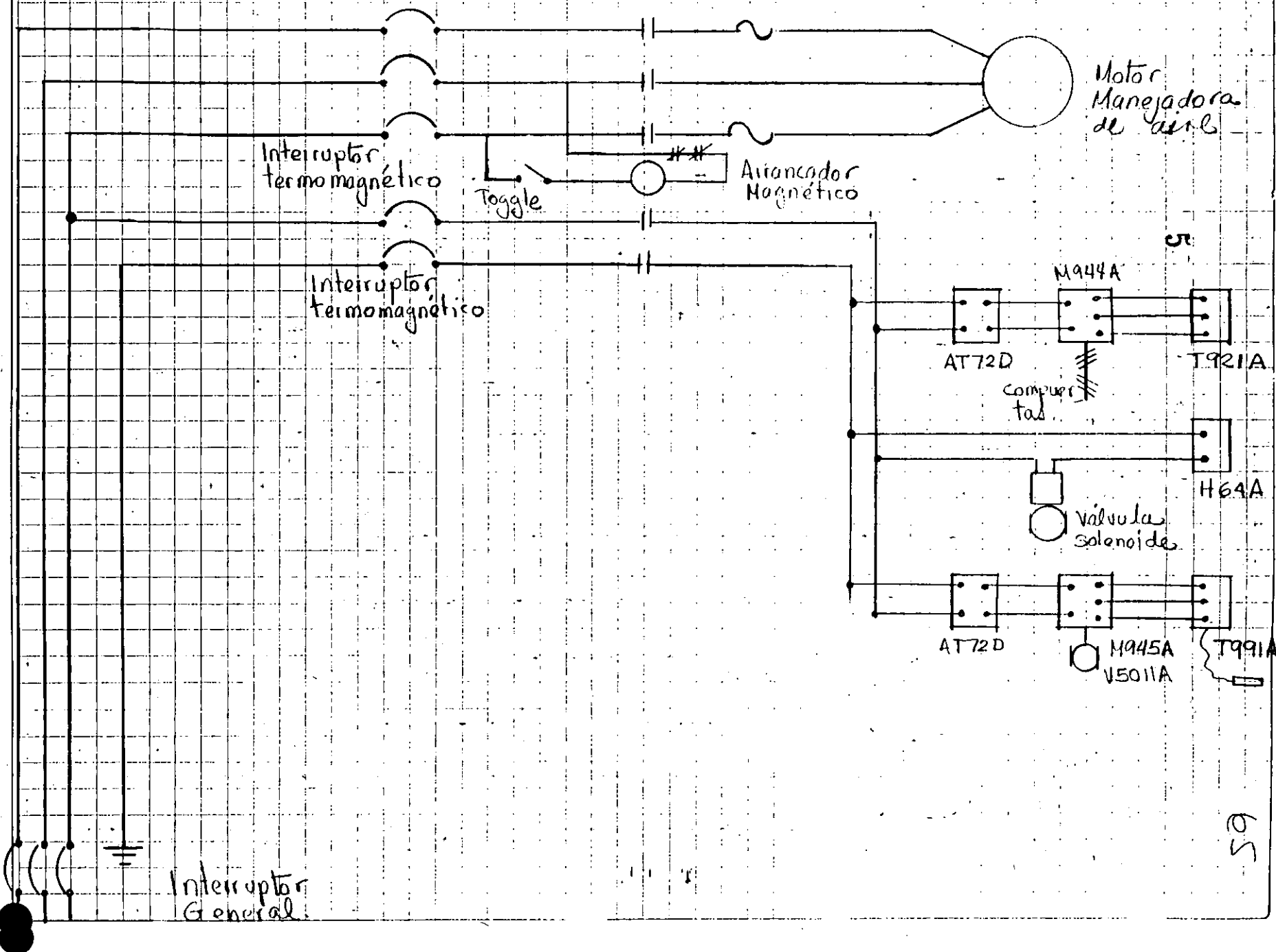


Diagrama 3



Interruptor termomagnético

Toggle

Avançador Magnético

Motor Manejadora de aire

Interruptor termomagnético

AT72D

M944A

T921A

Computas

H64A

Válvula Solenoide

AT72D

M945A

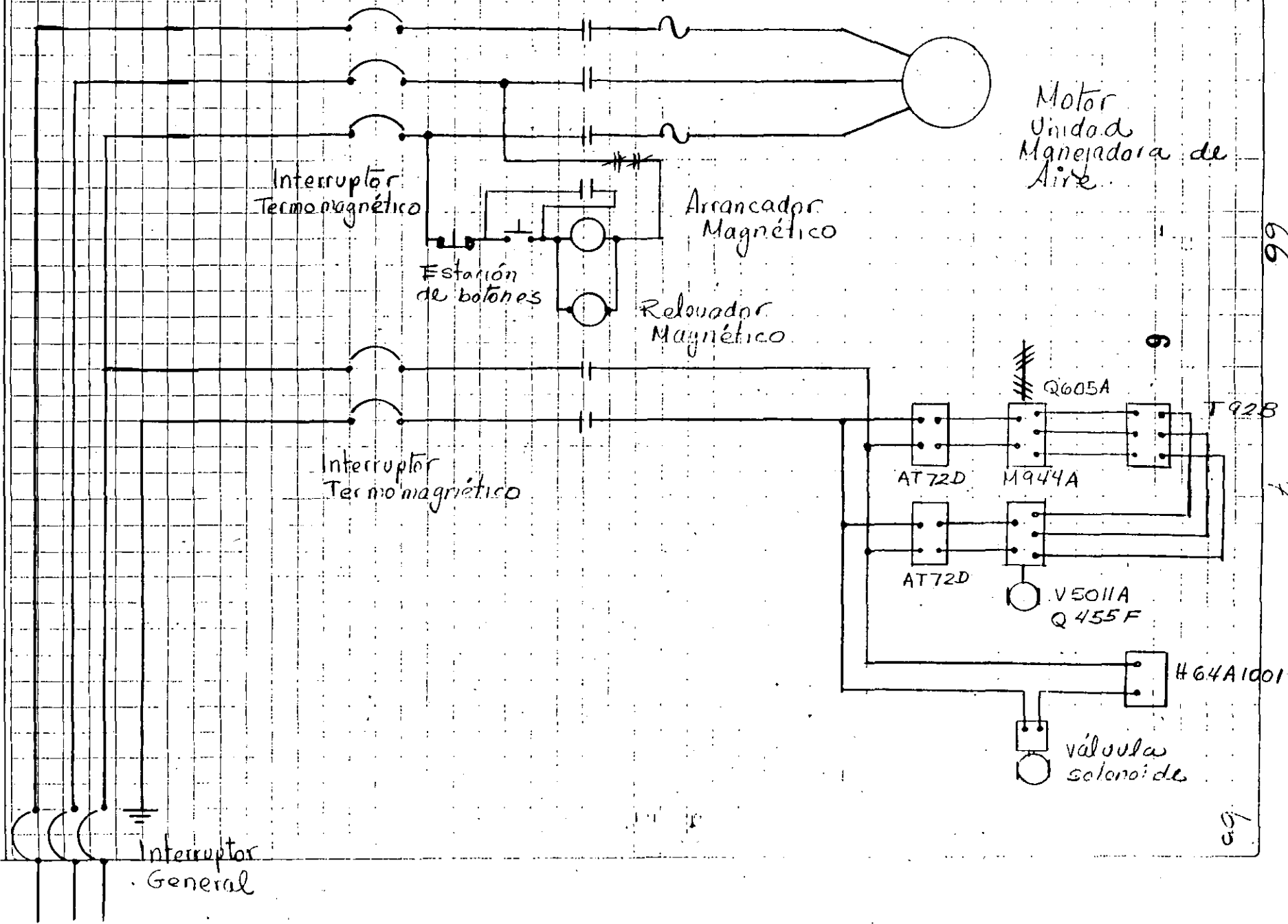
V5011A

T991A

Interruptor General

65

Diagrama 13



Motor
Unidad
Manejadora de
Aire

Interruptor
Termomagnético

Arrancador
Magnético

Estación
de botones

Reloador
Magnético

Interruptor
Termomagnético

AT72D

Q605A

M944A

AT72D

VE011A
Q455F

#64A1001

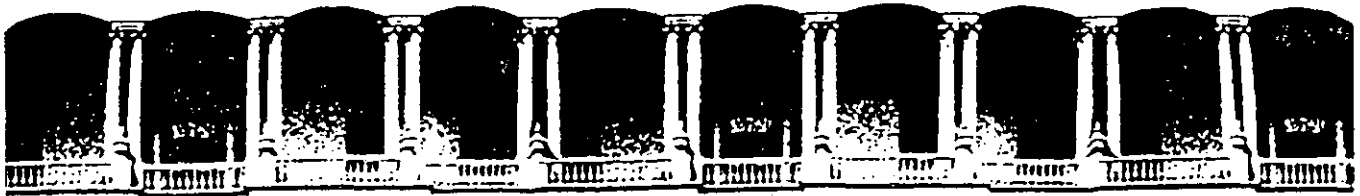
válvulas
solenoide

Interruptor
General

66

67

69



**FACULTAD DE INGENIERIA U.N.A.M.
DIVISION DE EDUCACION CONTINUA**

*CURSOS ABIERTOS
PROYECTO DE AIRE ACONDICIONADO*

TORRES DE ENFIAMIENTO

*JUNIO
1992*

TORRES DE ENFRIAMIENTO

El proceso que se lleva a cabo en una torre de enfriamiento es el tipico de humidificación y calentamiento, este proceso -- también se lleva a cabo en los condensadores evaporativos y en una infinidad de problemas de aire acondicionado.

La torre de enfriamiento es un dispositivo auxiliar en un sistema de refrigeración que tiene por objeto enfriar cierta cantidad de agua, aprovechando, el proceso de humidificación del aire.

Las torres de enfriamiento se clasifican de acuerdo a la forma de mover el aire a través de la torre. Existen tres formas -- que son las mas comúnmente usadas:

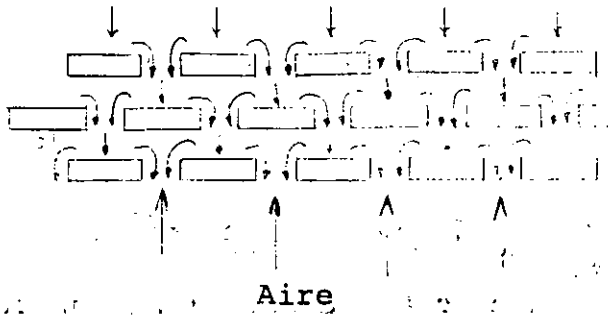
- a) TIRO NATURAL
- b) TIRO INDUCIDO
- c) TIRO FORZADO

Tiro Natural; se emplea el "efecto chimenea" aprovechando -- las diferencias de densidad del aire dentro de la torre contra una columna de aire exterior con densidad constante.

Se construye una estructura hiperbólica, normalmente de concreto con grandes arcos de acceso en su parte baja para la entrada del aire ambiente, en la garganta de la parte superior de la torre se colocan una serie de espreas o rociadores que dejarán caer el agua caliente en el interior; al descender el agua provocando una lluvia estará en contacto con el aire cada vez -- menos saturado humedeciendolo y calentándolo hasta llegar el agua a la parte inferior donde es colectada a una cisterna subte -- ranea. El aire cada vez mas húmedo y caliente formará una cor

4

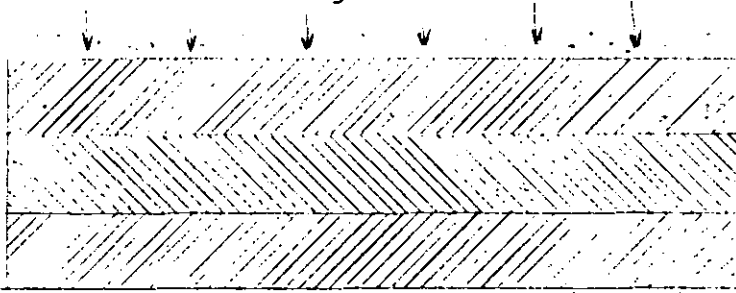
Agua



Aire

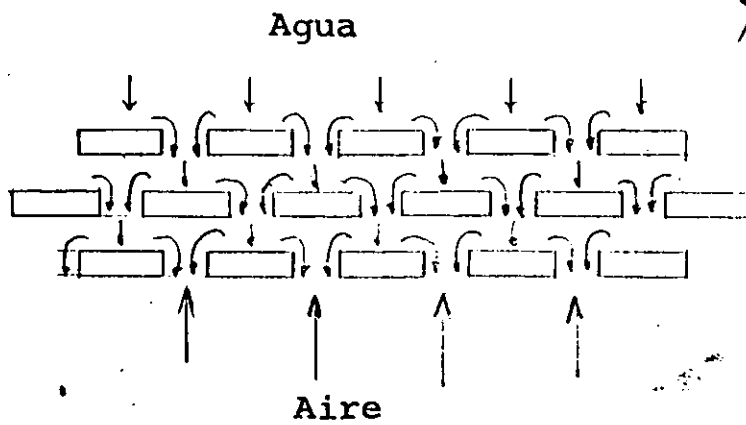
EMPAQUE DE CALPIQUEO.

Agua

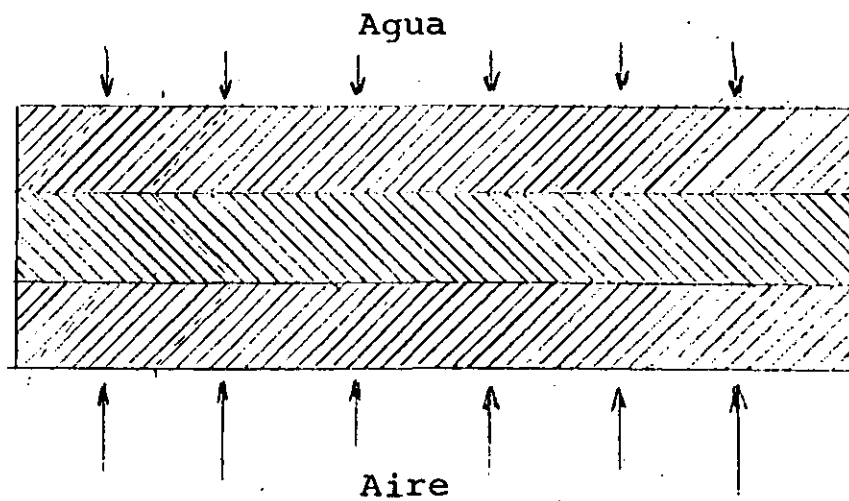


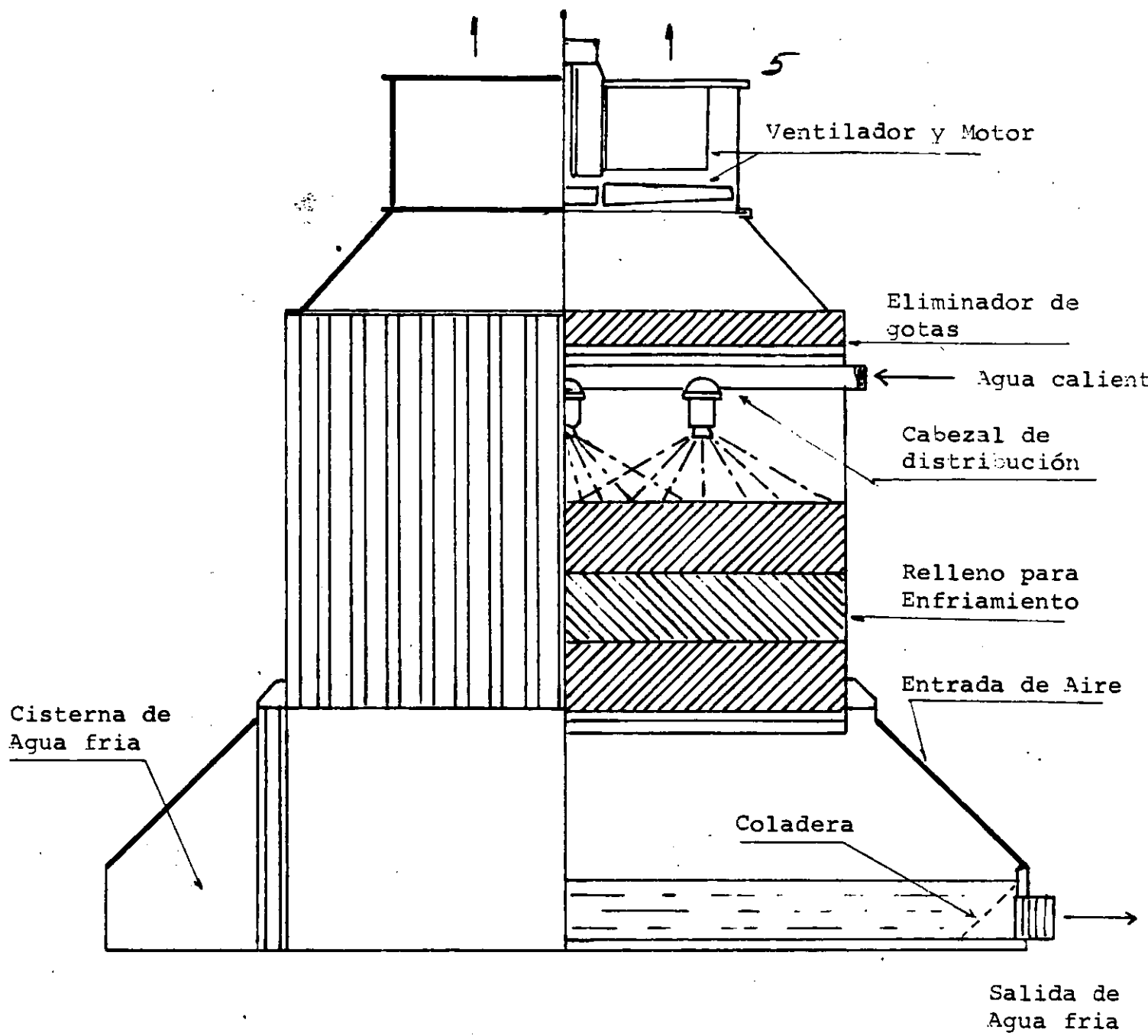
Aire

EMPAQUE DE PELICULA



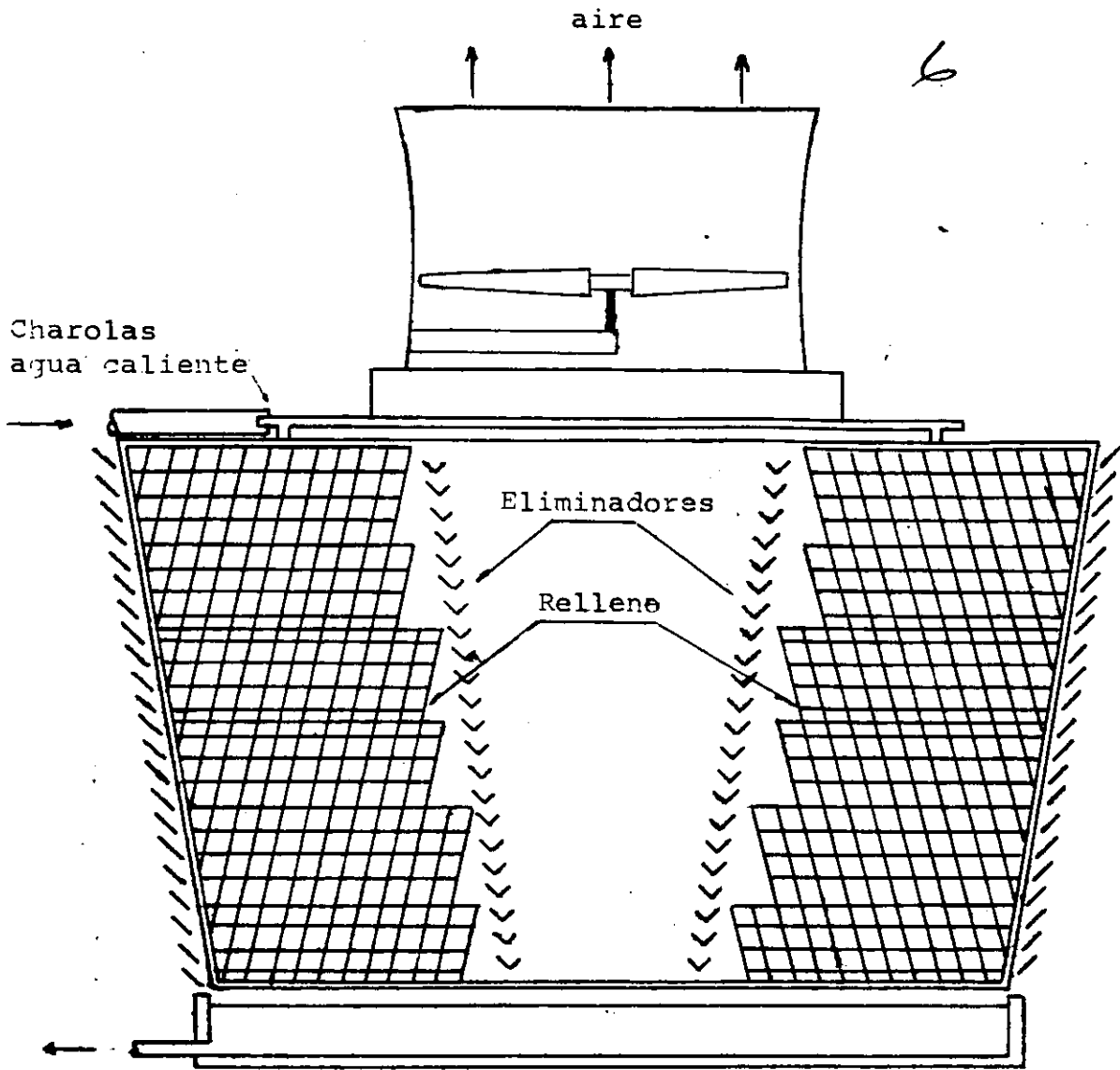
EMPAQUE DE SALPIQUEO.





TORRE DE ENFRIAMIENTO DE TIRO MECANICO INDUCIDO

(Empaque tipo película)



TORRE DE ENFRIAMIENTO DE TIRO MECANICO INDUCIDO
DE FLUJO CRUZADO (Empaque película o salpiqueo)



**FACULTAD DE INGENIERIA U.N.A.M.
DIVISION DE EDUCACION CONTINUA**

CURSOS ABIERTOS
PROYECTO DE AIRE ACONDICIONADO

MANTENIMIENTO

JUNIO
1992

4.

Es común que el jefe de mantenimiento no tenga tiempo para realizar este trabajo; esto indicará una falla de organización, el jefe de mantenimiento NO DEBE ser mecanico de operación sino coordinador de su departamento.

D) CAPACITACION AL PERSONAL

La capacitación del personal debe ser de 2 clases fundamentales:

- 1.- GENERAL
- 2.- ESPECIFICA

Es común el reclutamiento de personal para mantenimiento entre el personal de intendencia o el mercado libre de trabajo donde la preparación que tiene el personal escasamente cubre la educación secundaria; es necesario darle una capacitación general sobre plomería, electricidad y mecánica básicamente para que este personal pueda ser útil en las labores que le serán asignadas; la capacitación que obtiene en el campo adolece de fallas profundas en la teoría de las operaciones que realiza y la calidad del trabajo es muy deficiente; es conveniente que se capaciten por medio de cursos especiales para el nivel en el que se desarrollarán ya que su rendimiento y calidad justificarán ampliamente la inversión.

Para el caso de operadores de calderas, subestaciones equipos de enfriamiento, etc. es necesario que se tenga una preparación específica, ya que los equipos a su cargo son complicados y pueden llegar a presentar riesgos, a este respecto

hay cursos magníficos que dan algunas empresas fabricantes o instituciones especializadas.

En general, cualquier capacitación que se proporcione a un ser humano tendrá dos grandes ventajas; primero permitirá a éste una superación personal y después logrará un mejor desarrollo de su trabajo con las consecuentes ventajas para su empleador.



**FACULTAD DE INGENIERIA U.N.A.M.
DIVISION DE EDUCACION CONTINUA**

CURSOS ABIERTOS
PROYECTO DE AIRE ACONDICIONADO

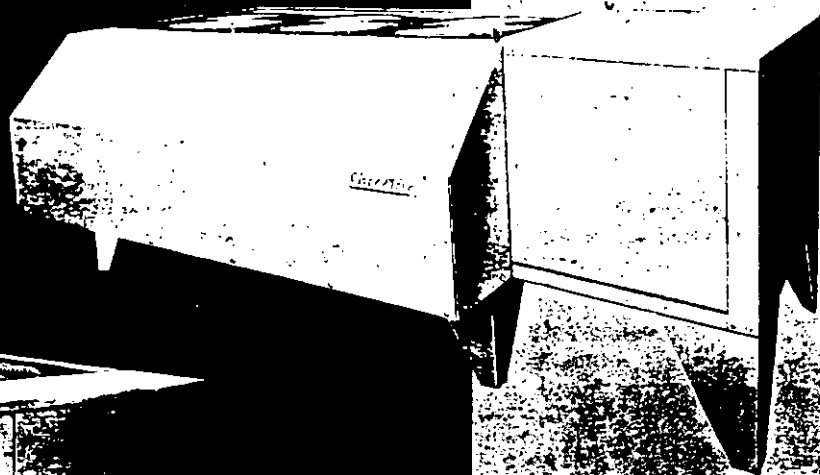
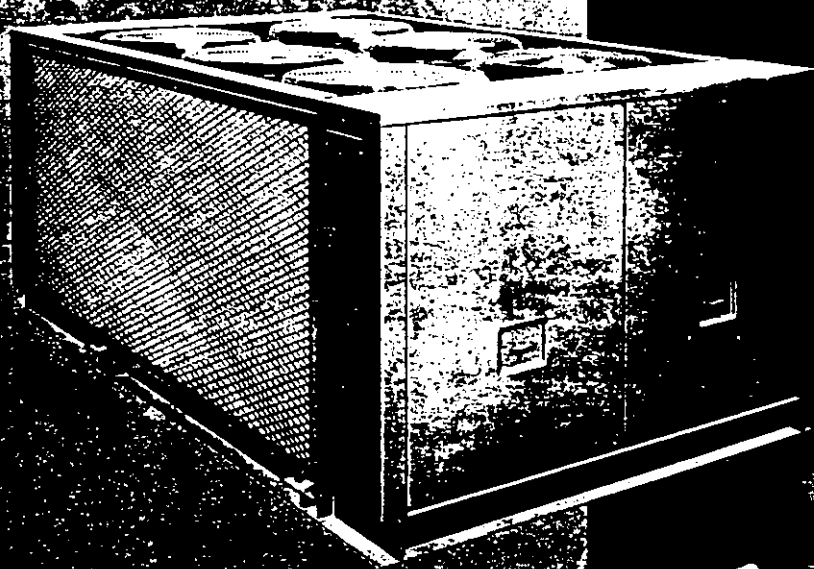
A N E X O

JUNIO
1992

Carrier Packaged Outdoor Air-Cooled Liquid Chillers

30GA

20 - 105 Tons



Carrier packaged outdoor air-cooled liquid chillers (30GA) are available in 20, 30, 40, 50, 60, 70, 80, 90, 100, and 105 ton capacities. They are designed for efficient, reliable, and quiet operation in outdoor environments. For more information on Carrier liquid chilling needs, contact your local Carrier representative.



Check Carrier's liquid chilling packages and save money:

Select Carrier 30GA series packaged air cooled liquid chillers for comfort air conditioning and process cooling applications in schools, apartments, hospitals, motels, office buildings, and industrial plants. These rugged, compact units are available in 9 popular sizes in the capacity range from 20 thru 105 tons; each model can be installed at ground level or on a rooftop. The upward flow of discharge air from the condenser effectively carries heat away from the unit while minimizing directional sound.

All controls and factory wiring are fully protected within weather-resistant, galvanized steel enclosures; the fan guards are zinc-coated steel wire with a tough baked enamel finish.

Carrier 30GA units offer significant cost-saving advantages at installation, low operating costs, and are built for dependable long life with easy servicing.

- (✓) at installation
- (✓) on-the-job
- (✓) thru years of dependable performance

Specify 30GA series cost savers

(✓) Start saving at installation

- Factory assembled, wired, charged
- Easy rigging

(✓) Save on-the-job

- Liquid refrigerant subcooling
- Precise, multiple-step capacity control
- Positive head pressure control

(✓) Save service and maintenance \$ too!

- Time Guard® compressor protection
- Freeze-up protection
- Compressor crankcase heaters
- Thermal overload protection
- Safeguard against single-phasing
- Standby compressor protection
- Easy access to compressor, cooler

Strat saving at installation

Factory assembled, wired, charged

All units of the 30GA series are compact, completely factory assembled, wired, and shipped with a full operating charge of Refrigerant 22. They arrive at the jobsite ready-to-install... a simple hookup to the power supply and chilled water lines completes the installation on rooftop or at ground level for immediate operation. Saves you costly field labor time and expense.

Easy rigging

Models 020 thru 065 have provision for attaching eyebolts to speed easy, safe rigging; models 085 and 105 have convenient mounting holes in the base frame.

Save on the-job

Liquid refrigerant subcooling

Carrier 30GA units use the technique of subcooling to get more cooling output per unit of electrical input. Thus, the liquid R-22 delivered to the cooler has more cooling potential, offering improved operating efficiencies in the 5 - 12% range, depending on unit size. Subcooling increases your system capacity without additional horsepower or larger, costlier compressors.

Precise, multiple-step capacity control

This feature allows the compressor cylinder banks to load and unload rapidly to match unit capacity to changing cooling load requirements. Saves you operating costs by adapting immediately to de-

creased loads. Chilled water temperature controller works with 8-step controller in 085 and 105 units; 4-step controller in 040-065 units; 2-step controller in 020-030 units.

Positive head pressure control

In models 020-065, head pressure is controlled by fan cycling, supplemented optionally by a Motormaster® (solid state fan motor speed modulator) package. In models 085 and 105, standard fan cycling for head pressure control may be supplemented where required by the FIC (factory-installed option) which includes a 2-speed fan motor to replace the standard no. 2 motor. Fan speeds vary automatically in response to changes in ambient temperature.

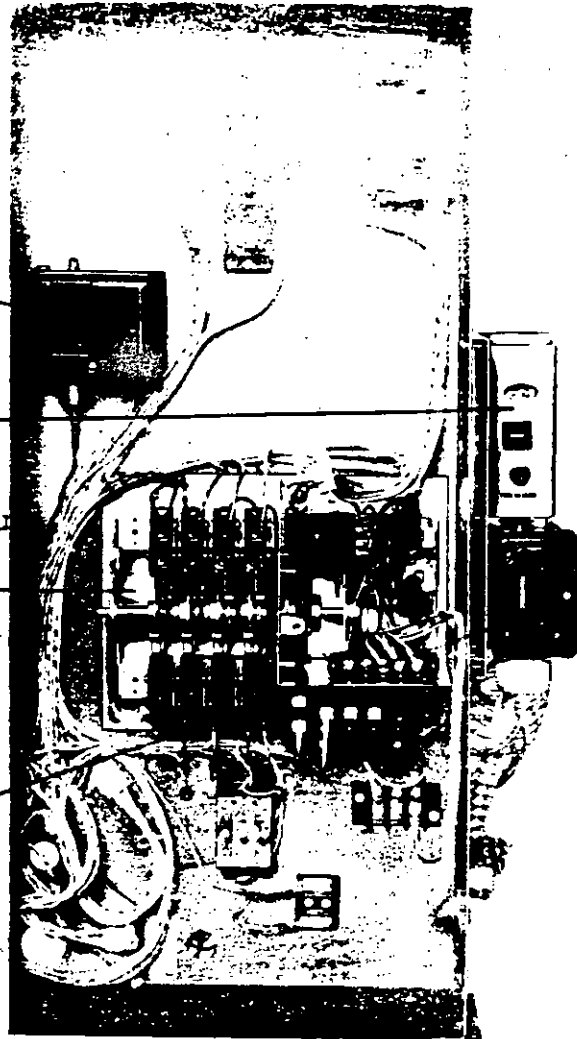
Save service and maintenance \$ too!

FAN CYCLING CONTROL SWITCH

SAFETY THERMOSTAT

STEP CONTROLLER

CHILLED-WATER TEMPERATURE CONTROLLER



Time-Guard® compressor protection

This exclusive Carrier feature assures you of longer compressor life by preventing costly damage due to compressor short cycling; an automatic time delay of 5-1/2 minutes from shutoff to restart prevents rapid recycling and multiple restarts; helps eliminate nuisance service calls; provides added protection against major breakdowns.

Freeze-up protection

The entire system is protected against freeze-up by a safety thermostat (low water temperature cutout). A thermostatically controlled heater cable wound helically around the shell, beneath a thick layer of closed-cell insulation, protects the cooler from the effects of subfreezing temperatures. It is automatically energized when the ambient temperature falls below 40 F.

Compressor crankcase heaters

Each compressor has an electric heater that keeps the oil at a temperature sufficient to prevent excessive absorption of refrigerant by the oil in the crankcase during shutdown.

Thermal overload protection

Compressor motors for models 020-065 are protected by solid state sensors embedded in the windings. In the larger units, sensors located in the discharge side of each compressor react to abnormally high discharge temperatures by automatically shutting off the compressor.

Safeguard against single-phasing

Three-leg protection for compressor motors is provided by magnetic trip circuit breakers, with manual reset for security against untimely restarts.

Standby protection

On multiple-compressor units, the system need not be shut down completely for routine maintenance and servicing; while one compressor is being serviced, the other(s) can continue to operate.

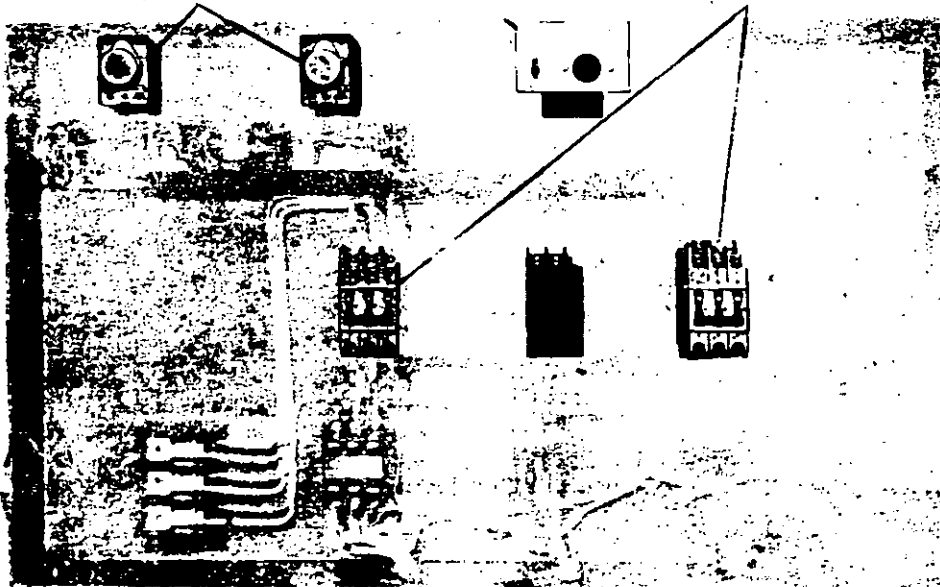
Easy access to compressor, cooler

Access is thru removable service panels . . . and Carrier provides a handy convenience outlet (115 v) for connecting lights and servicing power tools.

TIME GUARD CONTROL

CONVENIENCE OUTLET

CIRCUIT BREAKERS



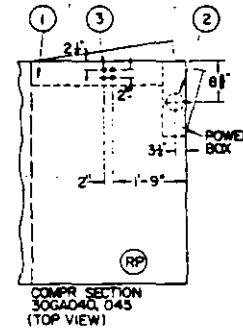
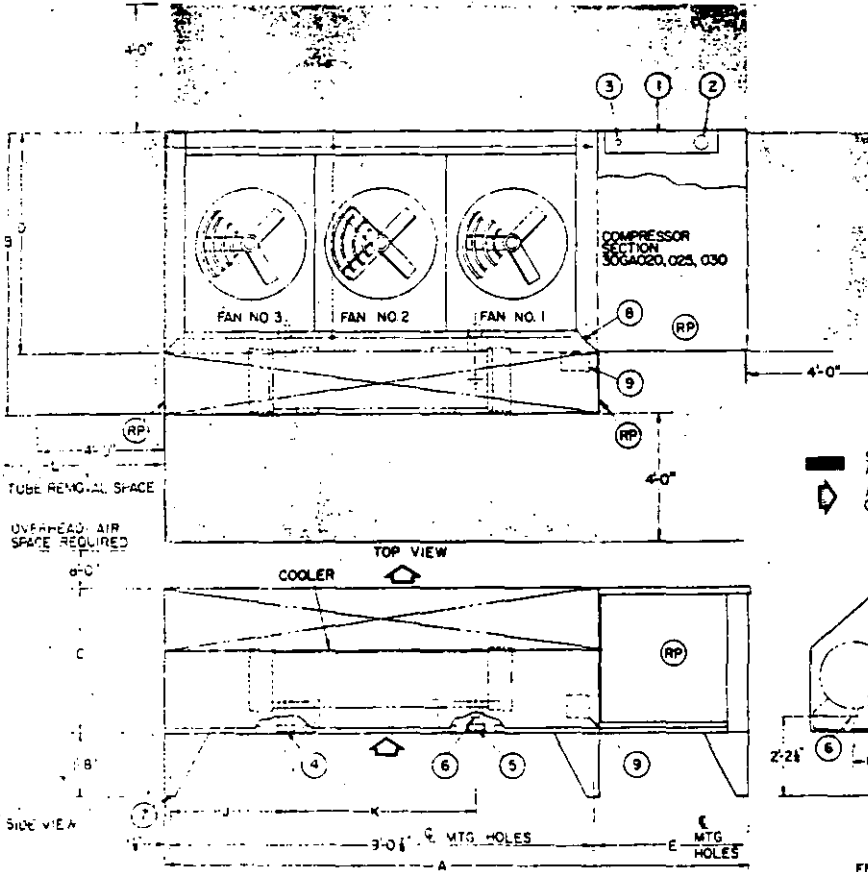
Physical data and dimensions

UNIT 30GA	020	025	030	040	045	055	065	085	105						
NET WEIGHT (lb)	2600	2780	3175	3970	4040	5775	5915	9200	10,100						
R-22 OPER CHARGE (lb)	55.0	57.5	63.0	51/ckt		66/ckt		80/ckt	90/ckt						
COMPRESSOR, Type	Reciprocating Semi-hermetic, 1750 Rpm														
06E*	Circuit 1	B250	C265	C275	B250	B265	B275	B299	J275	A250	J275	F275			
	Circuit 2	-	-	-	A250	A265	A275	A299	F275	A250	F275	F275			
Cyl/Compr	4	6	6	4	6	6	6	6	4	6					
Oil/Compr (pt)	14	19	19	14	19	19	19	19	14	19					
COND FANS†	Propeller, Direct Drive						Propeller, Belt Drive								
No. ... Diam (in.)	3 ... 26			3 ... 30			6 ... 28			2 ... 84					
Rpm	1140														
Total Airflow (cfm)	18,200	25,200	28,200	31,000			38,600			79,200	75,000				
COND COIL, No. ... Fins/in.	1 ... 12.4			2 ... 16			8 ... 16								
Rows/coil (deep)	3			4			4			2 ... 3					
Face Area (sq ft)	35.4	39.0	49.6	60.4			79.2			174					
COOLER, No. ... Type	1 ... Shell and Tube														
Refrig Circuits	2														
Net Water Volume (gal.)	11.2			13.5			23.5			24.5			32.6		
Maximum Design Work Pressure (psig)	Refrigerant Side - 235														
	Water Side - 250														
WATER CONN. (in.)															
Inlet and Outlet	3 FPT						4 Flange			5 Flange					
Drain	1 FPT						1 MPT								

*Unloaders: A,F = none;
B,J = one;
C = 2

†30GA020: all fans have 4 blades. Single-phase motors are 0.45 NEC Hp. Three-phase motors are 1.07 NEC Hp.
30GA025 thru 065: center fan has 4 blades, outer fans have 3 blades (2 sets on 055 and 065). Single-phase motors are 0.65 NEC Hp. Three-phase motors are 1.75 NEC Hp.
30GA085,105: each fan has 8 blades. See Electrical Data table, page 10, for fan motor Hp.

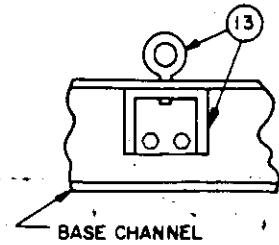
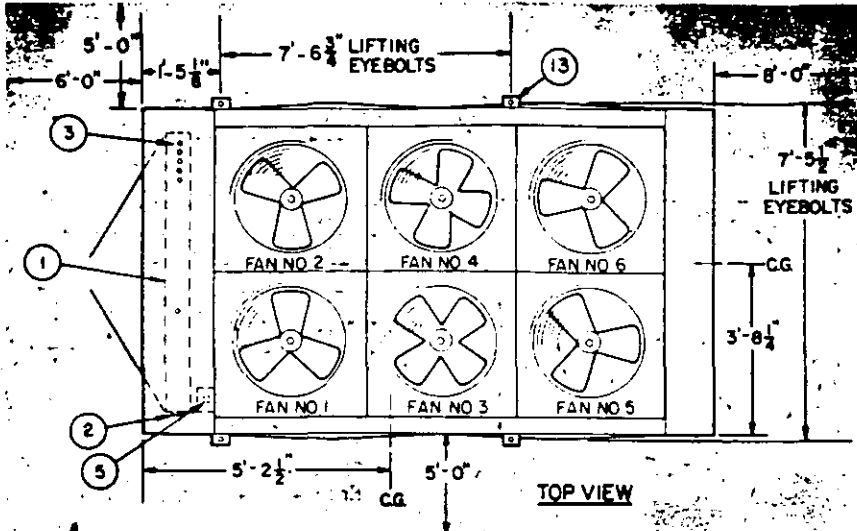
30GA020 THRU 045



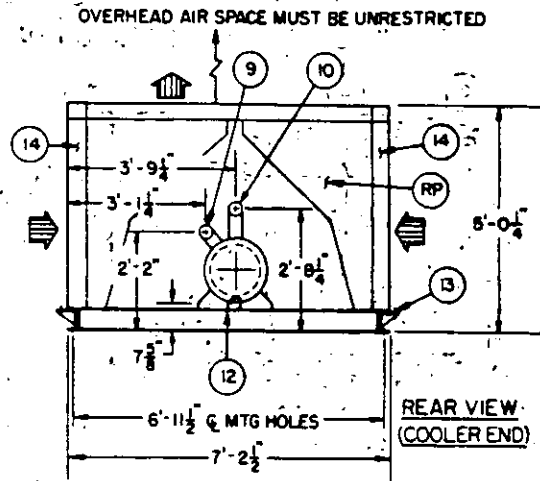
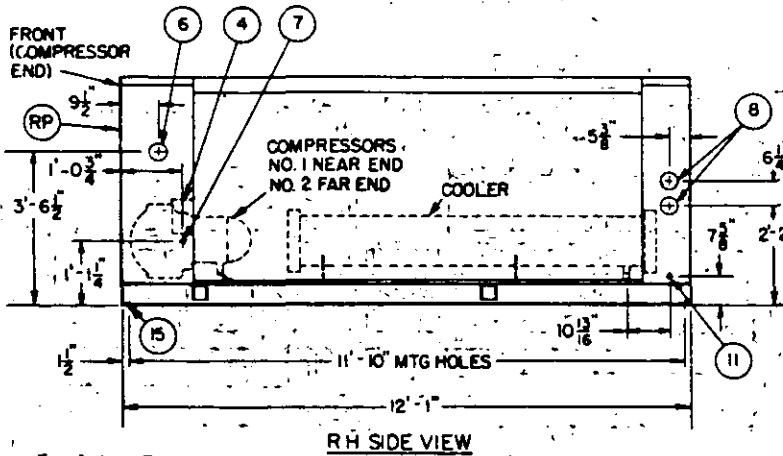
DIMENSIONS (ft.-in.)

	ONE COMPR			TWO COMPR	
	020	025	030	040	045
A	12-10%			12-10%	
B	5-4%	5-4%	6-2%	7-2%	
C	2-4%	2-4%	3-1%	3-2	
D	3-1 1/4	3-1 1/4	4-10	6-0%	
E	3-7%			3-7%	
F	3-9%	3-9%	4-7%	5-10	
G	0-2%			0-5%	
H	0-8%			0-6%	
J	2-5%			1-1 1/4	
K	4-5%			5-6	
L	5-6 min			6-6 min	

- 1 - Control Box
- 2 - Hole for field main power supply (3-5/8 in. diam for 020,025, 030); 5-in. diam for 040,045).
- 3 - Hole for field auxiliary power supply (7/8-in. diam for 020, 025,030; 1-5/8 in. diam for 040,045).
- 4 - 3-in. FPT water inlet (return)
- 5 - 3-in. FPT water outlet (leaving)
- 6 - 1-in. FPT water drain
- 7 - 5/8-in. diam hole for floor mounting - 6 legs
- 8 - 1/2-13 thd for lifting eyebolt - 4 holes
- 9 - 115-1-60 Receptacle Box
- RP - Removable Panel



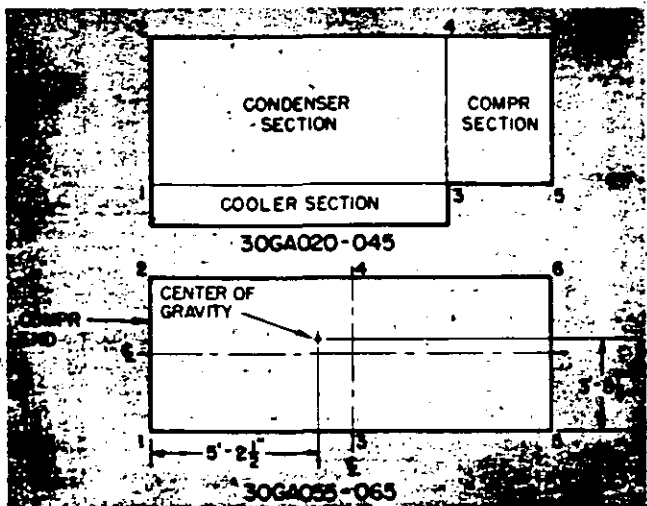
CLEARANCE FOR SERVICE AND AIRFLOW
 AIRFLOW THRU CONDENSERS



- 1 - Control Box
- 2 - 3 1/2-in. FPT - Main Power Supply
- 3 - 7/8-in. Diam Knockouts in Bottom of Control Box
- 4 - Auxiliary Box
- 5 - 7/8-in. Diam Hole - Control Power Supply (in bottom of 4)
- 6 - 4 3/4-in. Diam Hole - Main Power Supply
- 7 - 1 1/8-in. Diam Hole - Control Power Supply
- 8 - 4 1/2-in. Diam Knockouts for Water Piping
- 9 - 3-in. MPT - Water Out

- LEGEND**
- 10 - 3-in. MPT - Water In
 - 11 - 1 3/4-in. Diam Knock out for Cooler Drain
 - 12 - 1-in. FPT - Cooler Drain
 - 13 - Lifting Brackets and Eyebolts (4) shipped detached; to be assembled to unit at jobsite.
 - 14 - Condenser Coil
 - 15 - 3/4-in. Diam Mounting Holes (at 4 corners)
- RP - Removable Panel

WEIGHT DISTRIBUTION



UNIT	APPROX OPER WT (lb)	LOCATION					
		1	2	3	4	5	6
020	2695	756	190	905	372	212	260
025	2875	790	200	960	415	235	275
030	3270	830	330	990	540	270	310
040	4085	900	370	1272	652	502	389
045	4155	900	370	1290	670	520	405
055	6030	870	920	1510	1580	560	590
065	6170	920	965	1525	1610	560	590

Four-point support

Performance data (cont)

PERFORMANCE RATINGS (10 F Chilled Water Rise)

UNIT	CAP. (Tons)	SDT (F)	KW	COOLER FLOW DATA		CAP. (Tons)	SDT (F)	KW	COOLER FLOW DATA		CAP. (Tons)	SDT (F)	KW	COOLER FLOW DATA	
				Gpm	PD				Gpm	PD				Gpm	PD
	100 F CONDENSER ENTERING AIR TEMPERATURE														
40 F LCWT					42 F LCWT					44 F LCWT					
020	16.6	124.0	20.4	40	3.3	17.2	124.8	20.9	41	3.5	17.9	125.6	21.3	43	3.8
025	20.8	123.6	26.9	50	5.0	21.6	124.4	27.5	52	5.4	22.3	125.1	28.2	53	5.7
030	23.5	121.0	29.7	56	6.3	24.4	121.7	30.4	59	6.8	25.3	122.4	31.0	61	7.3
040	31.3	121.1	39.9	75	6.0	32.3	121.7	40.7	78	6.4	33.4	122.4	41.6	80	6.5
045	37.4	128.2	52.7	90	8.4	38.8	129.6	53.6	93	8.9	40.1	130.6	54.8	97	9.5
055	46.3	127.3	60.8	111	6.7	48.1	128.3	62.5	115	7.4	50.0	129.3	64.0	120	7.8
065	56.2	133.1	90.1	135	9.7	58.3	134.1	92.3	140	10.5	60.4	135.1	94.8	145	11.2
085	74.7	126.8	97.9	179	7.5	77.3	127.6	100.0	186	8.1	79.9	128.3	102.3	192	8.6
105	90.2	125.8	114.4	216	10.0	93.7	126.8	117.4	225	10.9	97.4	127.7	120.4	234	11.6
45 F LCWT					46 F LCWT					48 F LCWT					
020	18.2	126.0	21.6	44	3.9	18.6	126.4	21.8	45	4.0	19.2	127.2	22.2	46	4.3
025	22.7	125.5	28.4	54	5.9	23.0	125.9	28.7	55	6.1	23.8	126.7	29.3	57	6.4
030	25.8	122.8	31.3	62	7.5	26.2	123.2	31.7	63	7.8	27.2	123.9	32.3	65	8.3
040	34.0	122.8	41.9	82	7.1	34.5	123.1	42.4	83	7.2	35.6	123.8	43.2	85	7.5
045	40.9	131.0	55.5	98	9.9	41.6	131.6	56.2	100	10.4	43.0	132.4	57.1	103	10.6
055	50.8	129.7	64.7	122	8.0	51.8	130.0	66.1	124	8.3	53.7	131.2	67.2	129	9.0
065	61.4	135.6	95.8	147	11.5	62.5	136.1	97.4	150	12.0	64.6	137.1	99.2	155	12.6
085	81.3	128.8	103.4	195	8.9	82.7	129.1	104.5	198	9.3	85.4	130.0	106.6	205	9.8
105	99.4	128.1	121.9	238	12.1	101.1	128.6	123.2	243	12.5	104.6	129.5	126.1	251	13.4
110 F CONDENSER ENTERING AIR TEMPERATURE															
40 F LCWT					42 F LCWT					44 F LCWT					
020	16.0	128.4	20.9	38	3.1	16.6	129.2	21.4	40	3.3	17.3	130.1	21.9	41	3.5
025	20.1	128.2	27.6	48	4.7	20.8	128.9	28.3	50	5.0	21.5	129.7	28.8	52	5.3
030	22.7	125.6	30.5	54	5.9	23.5	126.3	31.2	56	6.3	24.4	127.0	31.9	59	6.8
040	30.3	125.7	40.9	73	5.6	31.3	126.4	41.8	75	5.8	32.3	127.1	42.7	78	6.3
045	36.2	132.7	53.5	87	7.9	37.5	133.5	54.6	90	8.4	38.8	134.4	56.0	93	8.9
055	44.5	131.8	62.1	107	6.2	46.2	132.7	63.9	111	6.7	48.0	137.6	65.4	115	7.4
065	53.8	137.5	91.7	129	9.0	55.9	138.5	94.0	134	9.6	57.9	139.6	96.7	139	10.4
085	71.9	131.2	100.1	172	7.0	74.5	132.0	102.3	179	7.6	77.1	132.7	104.8	185	8.1
105	86.5	130.4	116.6	207	9.3	90.1	131.3	119.8	216	10.1	93.7	132.2	123.2	225	10.8
45 F LCWT					46 F LCWT					48 F LCWT					
020	17.6	130.5	22.1	42	3.6	17.9	130.9	22.4	43	3.8	18.5	131.7	22.9	44	4.0
025	21.9	130.1	29.2	53	5.5	22.3	130.5	29.4	53	5.7	23.0	131.2	30.1	55	6.0
030	24.9	127.4	32.2	60	7.0	25.3	127.7	32.5	61	7.3	26.2	128.4	33.2	63	7.8
040	32.9	127.4	43.1	79	6.5	33.4	127.8	43.6	80	6.7	34.5	128.4	44.4	83	7.3
045	39.5	134.8	56.6	95	9.3	40.3	135.5	57.4	97	9.7	41.6	136.3	58.4	100	10.4
055	48.9	134.0	66.3	117	7.5	49.8	134.5	67.3	120	7.8	51.7	135.5	68.9	124	8.3
065	59.0	140.0	97.6	142	10.7	59.9	140.5	98.6	144	11.1	62.0	141.5	101.2	149	11.9
085	78.5	133.3	105.9	188	8.4	79.7	133.5	107.0	191	8.6	82.4	134.5	109.5	198	9.2
105	95.6	132.6	124.8	229	11.2	97.2	133.1	126.1	233	11.6	100.7	134.0	129.2	242	12.4
115 F CONDENSER ENTERING AIR TEMPERATURE															
40 F LCWT					42 F LCWT					44 F LCWT					
020	14.8	137.3	21.9	36	2.6	15.4	138.1	22.4	37	2.8	16.0	138.9	22.9	38	3.0
025	18.7	137.2	28.6	45	4.1	19.4	137.9	29.2	46	4.4	20.0	138.6	29.9	48	4.7
030	21.0	134.7	32.0	50	5.1	21.8	135.4	32.8	52	5.5	22.6	136.1	33.5	54	5.9
040	28.2	134.9	42.6	68	5.0	29.1	135.5	43.5	70	5.4	30.1	136.1	44.4	72	5.7
045	33.8	142.0	55.9	81	6.9	35.0	142.8	57.2	84	7.4	36.1	143.6	58.8	87	7.8
055	40.7	139.5	64.8	98	5.4	42.4	140.3	66.2	102	5.7	44.3	141.1	68.2	106	6.1
065	51.7	141.8	92.6	124	8.3	53.6	142.9	95.0	129	8.9	55.5	143.8	98.0	133	9.5
085	66.2	140.4	104.9	159	6.1	68.7	141.1	107.5	165	6.5	71.3	142.0	110.1	171	7.0
105	79.3	139.5	122.2	190	7.9	82.8	140.3	125.5	199	8.7	86.3	141.2	129.3	207	9.3
45 F LCWT					46 F LCWT					48 F LCWT					
020	16.3	139.3	23.2	39	3.2	16.6	139.7	23.5	40	3.3	17.2	140.5	24.0	41	3.5
025	20.4	139.0	30.1	49	4.8	20.7	139.4	30.5	50	5.0	21.4	140.1	31.1	51	5.3
030	23.0	136.4	33.9	55	6.1	23.5	136.7	34.2	56	6.3	24.3	137.4	35.0	58	6.7
040	30.6	136.4	44.8	74	5.9	31.1	136.8	45.4	75	6.0	32.2	137.4	46.3	77	6.4
045	38.2	139.7	58.1	92	8.8	38.8	140.8	58.6	93	9.0	40.0	140.8	59.9	96	9.6
055	45.1	141.5	68.8	108	6.4	46.0	142.0	69.4	110	6.6	47.6	142.7	71.2	114	7.1
065	56.4	144.2	99.2	135	9.8	57.4	144.6	100.4	138	10.3	-	-	-	-	-
085	72.5	142.5	111.6	174	7.3	73.7	142.7	112.7	177	7.5	76.3	143.7	115.6	183	7.9
105	88.1	141.5	131.0	211	9.6	89.7	142.0	132.7	215	10.0	92.9	142.8	136.2	223	10.6

Ratings based on 110 F cond ent air temp.
 CAP. - Capacity
 KW - Compressor Motor Power Input at Rated Voltage

LCWT - Leaving Chilled Water Temp
 PD - Pressure Drop (ft water)
 SDT - Saturated Discharge Temp

MINIMUM OUTDOOR OPERATING TEMPERATURE

30GA020 thru 065

UNIT 30GA	020	025	030	040	045	055	065
% Full Load Capacity	Temperature (F)						
100	15	4	16	6	23	8	-2
83	-	-	-	-	14	10	11
75	-	-	-	-	30	6	-
67	-	-	30	4	38	4	-
50	32	2	-	-	37	4	24
36.5	-	-	-	-	-	-	-
33	45	2	45	2	49	2	-
25	-	-	54	2	-	53	2
21.5	-	-	-	56	2	-	-

Total number of operating cylinders.

Values in italics indicate condition accomplished by Hot Gas Bypass.

NOTES:

- Minimum outdoor operating temp based on:

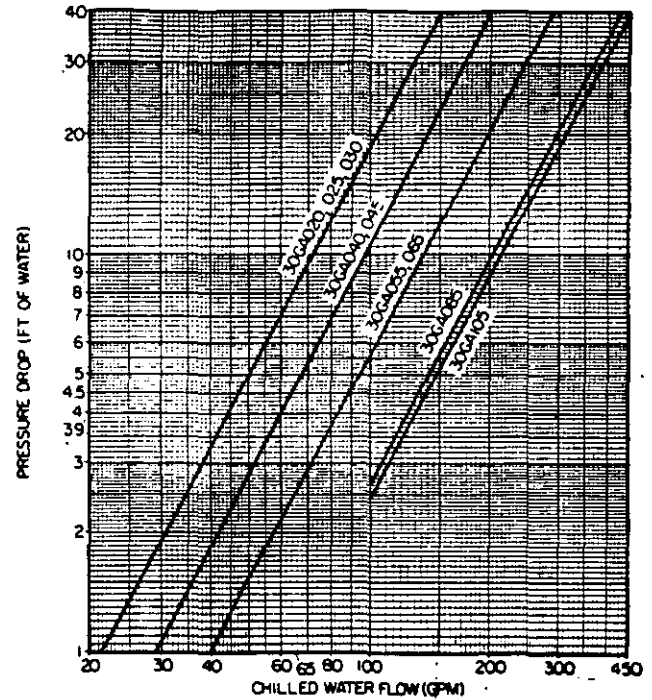
MINIMUM CONDENSING TEMP	90 F	80 F	70 F
% COMPRESSOR CAPACITY	100-75	75-50	50-17

- Minimum temperatures shown are with standard fan cycling.
- All listed minimum temperatures are reduced to -20 F when Motormaster® control is used to supplement fan cycling.

30GA085 and 105

UNIT 30GA	085	105	085	105
% Full Load Capacity	Standard Fan Cycling		Factory-Installed Option	
	Temperature (F)			
100	6	21	-15	-5
75	18	21	2	5
17-50	21	21	10	10

TOTAL COOLER PRESSURE DROP (With Nozzles)



Electrical data

General

The 115-1-60 control circuit power must be from a separate source, thru a field-supplied fused disconnect rated at 15 amps.

Crankcase and cooler heaters are wired in the control circuit so they are always operable as long as the control power supply disconnect is on, even if any safety device is open or the unit ON-OFF switch is off. The heaters are wired ahead of the control circuit breaker, thus they are protected by the 15-amp fuse in the control power supply disconnect.

The control circuit field supply disconnect should never be open except when unit is being serviced or is to be down for a prolonged period in which case the cooler should be drained. When operation is resumed, crankcase heater(s) should be energized for 24 hours before start-up.

Timer functions (see Sequence of Operation)

- Switch "A"** (contacts A-A₁ and A-A₂) provides Time Guard® function. On all 30GA units, compressor restart is delayed approximately 5.5 minutes after shutoff. The minimum time between compressor starts is approximately 8 minutes.
- Switch "B"** (contacts B-B₁ and B-B₂) starts compressor and energizes the liquid line solenoid valve. This switch also provides one-second time delay for part-winding start.
- Switch "D"** (contacts D-D₁ and D-D₂) bypasses the low-pressure switch for approximately 2.5 minutes at start-up to provide winter start control.

Electrical data (cont)

30GA	UNIT					EACH COMPRESSOR						EACH FAN MOTOR		
	Model	Volts		Kw	MWA	ICF	RLA	LRA	Circuit Breaker		FLA		Circuit Breaker	
		Nameplate	Supplied*						MTA	Poles	†	‡		
020	420	200	180	229	27.2	114	359	80	345/207	56	6	4.5	4.5	29
	520	230	207	264		103	314	71	300/180	50	6	4.5	4.5	29
	620	460	414	528		51	156	36	150	50	3	1.9	1.9	18
	120	575	518	660		41	125	29	120	40	3	1.6	1.6	14
025	420	200	180	229	38.3	160	490	111	471/283	78	6	6.2	6.6	29
	520	230	207	264		139	428	96	410/255	67	6	6.2	6.0	29
	620	460	414	528		68	214	47	205/128	33	6	3.0	3.0	18
	120	575	518	660		62	171	44	164	61	3	2.4	2.4	14
030	420	200	180	229	39.2	162	525	114	506/304	80	6	6.2	6.6	29
	520	230	207	264		147	459	103	440/264	72	6	6.2	6.6	29
	620	460	414	528		73	229	50	220/132	35	6	3.0	3.0	18
	120	575	518	660		59	183	45	176	65	3	2.4	2.4	14
040	420	200	180	229	57.4	200	419	80	345/207	112	6	6.2	6.6	28
	520	230	207	264		181	390	72	300/180	100	6	6.2	6.0	28
	620	460	414	528		90	195	36	150	50	3	3.0	3.0	18
	120	575	518	660		73	156	29	120	40	3	2.4	2.4	14
045	410	200	180	229	75.2	258	461	106	471/283	144	6	6.2	6.6	28
	510	230	207	264		234	524	96	410/246	134	6	6.2	6.0	28
	610	460	414	528		118	261	47	205	66	3	3.0	3.0	18
	110	575	518	660		93	209	38	164	53	3	2.4	2.4	14
055	410	200	180	229	86.3	302	643	117	506/304	164	6	6.2	6.6	29
	510	230	207	264		264	577	101	440/264	142	6	6.2	6.0	29
	610	460	414	528		133	289	51	220	71	3	3.0	3.0	18
	110	575	518	660		105	230	40	176	56	3	2.4	2.4	14
065	400	200	180	229	117.1	410	868	165	690/414	230	6	6.2	6.6	29
	500	230	207	264		360	780	144	600/360	202	6	6.2	6.0	29
	600	460	414	528		180	390	72	300	101	3	3.0	3.0	18
	100	575	518	660		145	312	58	240	81	3	2.4	2.4	14

30GA	UNIT					EACH CIRCUIT (See Below)				EACH COMPRESSOR					
	Model	Volts		Max Kw		ICF	MWA	Compressor No.							
		Nameplate	Supplied*		Comprs and Fan			Comprs Only	RLA	1 or 3 LRA	MTA	RLA	2 or 4 LRA	MTA	
085	400	200	180	229	64.2	59.2	492	253	116	506/304	80	80	345/207	57	
	500	230	207	264			429	224	104	440/264	72	72	300/180	50	
	600	460	414	528			215	112	52	220	71	36	150	50	
	100	575	518	660			170	89	41	176	57	29	120	40	
105	400	200	180	229	74.7	69.7	647	287	116	506/304	80	116	506/304	80	
	500	230	207	264			563	256	104	440/264	72	104	440/264	72	
	600	460	414	528			282	128	52	220	71	52	220	71	
	100	575	518	660			226	101	41	176	57	41	176	57	

UNIT 30GA	VOLTS	See Note 1	EACH FAN MOTOR					
			Circuit 1 (Fan 1)			Circuit 2 (Fan 2)		
			Hp	FLA	MTA	Hp	FLA	MTA
085 and 105	200	Standard	7.5	25.4	34.1	7.5	25.4	34.1
		FIOP	7.5	25.4	34.1	7.5	23.8	31.9
	230	Standard	7.5	22.0	30.2	1.9	9.5	11.5
		FIOP	7.5	22.0	30.2	7.5	22.0	30.2
	460	Standard	7.5	11.0	15.1	7.5	21.7	28.9
		FIOP	7.5	11.0	15.1	1.9	8.4	10.4
575	Standard	7.5	8.8	12.0	7.5	11.0	15.1	
	FIOP	7.5	8.8	12.0	7.5	10.3	14.4	
					1.9	4.1	5.1	
					7.5	8.8	12.0	
					7.5	8.3	11.3	
					1.9	3.3	4.6	

CIRCUIT DATA 30GA085 and 105

Each circuit has 2 compressors and one fan; each circuit is powered independent of the other.

Circuit No.	Compressors		Fan No.
	No.	No.	
1	1	J275	J275
	2	A250	F275
2	3	F275	F275
	4	A250	F275

Compressors are numbered left to right, viewed from ends of unit. (See drawing on page 6).

Controls

Head pressure control

Factory-furnished fan cycling control —

Two-step thermostat cycles 2 of the 3 condenser fans in 30GA020 thru 045 units and 2 of the 3 fans for each condenser in 30GA055 and 065 units. On standard models of 30GA085 and 105, 2 pressure controllers respond to variations in discharge pressure of either circuit, cycling no. 1 condenser fan. The fan stops on pressure drop to 160 psig and starts on pressure rise to 260 psig. Fan cycling maintains condensing pressure at partial loads and at low outdoor air temperatures. See table on Minimum Outdoor Operating Temperatures, page 9.

LEGEND

- (30GA085,105 units) optional condenser fan motor at half speed.
- FIOP** — (30GA085,105 units) Factory Installed Option
- FLA** — Full Load Amps (Fan motors)
- Hp** — NEC Horsepower
- ICF** — Maximum Instantaneous Current Flow during starting (full LRA for last compressor to start plus combined FLA for all fan motors plus RLA for running compressors).
- Kw** — Maximum power input (for unit except for 30GA085,105) at operating conditions of 50 F leaving water temp, 115 F condenser entering air temp and nominal voltage.
- LRA** — Locked Rotor Amps. *Values in italics* are for part-winding start. The larger value is the full LRA.
- MTA** — Must Trip Amps (Circuit Breaker). Where the compressor is wired thru a 6-pole circuit breaker, each winding is wired thru 3 poles and the MTA for each winding is half the listed value.
- MWA** — Minimum Wire Amps. Complies with NEC, Section 430-24.
- RLA** — Rated Load Amps (Compressors)

*Units are suitable for use on electrical systems where voltage supplied to the unit terminals is never below or above the listed min and max limits.

†No. 1 fan on 30GA020 thru 045 units; no. 1 and 2 fans on 30GA055,065 units.

‡No. 2 and 3 fans on 30GA020 thru 045 units; no. 3, 4, 5, and 6 fans on 30GA055,065 units.

NOTES:

1 Maximum allowable phase unbalance: volts 2%, amps 10%.

2. 30GA085,105 units: for FIOP, Circuit 1 has a standard fan motor and Circuit 2 has a special 2-speed fan motor to supplement fan cycling for head pressure control. The special motor runs at half speed at low ambient to allow operation to minimum outdoor temperatures shown in Minimum Outdoor Operating Temperature table, page 9.

Motormaster[®] accessory package (only on 30GA020 thru 065 units) — Motormaster control is used in addition to fan cycling to permit operation of unit down to -20 F outdoor air temperature. This control varies the speed of one non-cycling, single-phase fan motor on 30GA020 thru 045 units and 2 single-phase fan motors on 30GA055 and 065 units (one for each condenser).

On 200-, 230-volt units, the non-cycling, single-phase variable speed fan motor is standard (2 on 30GA055, 065 units).

On 460-, 575-volt units, the non-cycling fan motor is 3-phase and must be replaced with special single-phase, variable speed motor(s).

Factory-installed option on 30GA085 and 105 — Fan no. 1 operates same as standard unit (cycles). Fan no. 2 has a special 2-speed motor controlled by an ambient temperature switch. When the ambient temperature is above 20 F, fan no. 2 runs full speed; if the ambient drops below 20 F, the fan runs at half speed. See table on Minimum Outdoor Operating Temperatures, page 9.

Winter start control

On all 30GA units (020 thru 105), an auxiliary switch in the timer bypasses the low-pressure switch for 2-1/2 minutes on start-up to avoid nuisance tripout in cold weather.

Capacity control system

30GA020 thru 065

Multiple-step controller responds to return chilled water temperature to cycle compressor(s) and to control compressor unloading and loading steps thru factory-set 10 F cooling range.

Solenoid operated cylinder bank unloader(s), energized by the multiple-step controller, varies compressor capacity by unloading and loading cylinders to match cooling load requirements.

Hot gas bypass valve, standard on 30GA020,025,030 units and accessory on 30GA040 thru 065, is energized by the multiple step controller. This valve allows hot gas to pass directly into one cooler circuit on the final step of unloading. Hot gas bypass maintains constant suction

pressure and permits unit to operate at lower loads with less compressor cycling. See Minimum Outdoor Operating Temperature table.

30GA085,105

Controls for each unit include a step controller, a chilled water temperature controller and one solenoid-operated cylinder unloader (on compressor no. 1).

A 24-volt transformer in the step controller provides power to a low-voltage motor with windings for rotating a camshaft clockwise and counterclockwise. Factory-set cams operate load switches which start or stop compressors and load or unload cylinders. Motor windings of camshaft drive motor are energized by a balancing relay which contains windings in the temperature bridge circuit between chilled water temperature controller and motor balancing potentiometer located at end of camshaft. When unit is unloading or loading (respectively, counterclockwise or clockwise rotation of the camshaft drive motor), each chilled water temperature corresponds to a position of the camshaft. Camshaft rotation is limited in each direction by limit switches. Direction of rotation is as viewed from the potentiometer end of the controller.

A recycle relay in the step controller ensures that the camshaft will rotate counterclockwise (in the unload direction) to the correct position to begin the compressor starting sequence at initial start-up or after a power interruption. After completion of the reset cycle, the camshaft rotation changes to clockwise and the compressor starting sequence begins.

Compressors start one at a time at brief intervals until the load demand is satisfied. After completing the starting sequence, the controller unloads and loads compressor no. 1 and stops and starts all the compressors to maintain unit cooling capacity to satisfy load requirements.

The chilled water temperature controller has a factory-installed sensing bulb in the return water nozzle of the chilled water system to relay water temperature to potentiometer which actuates step controller. *Cams in step controller are factory set to control from return water temperature.*

Sequence of operation

At initial start-up, or after a prolonged shutdown, assume all safety devices are satisfied, the water temperature controller is calling for full cooling capacity and all instructions on the warning labels have been followed.

The following sequence of operation is general. If more details on the control circuit are desired, wiring diagrams are available.

- **Single-compressor units (30GA020,025,030)** – When control circuit switch is turned on, the timer motor starts. Condenser fans start immediately to allow removal of warm air from condensers, to prevent compressor shutdown on high head pressure. Time Guard® control delays start of compressor for 12 seconds to approximately 8 minutes, depending on position of the timer.

With the unit operating normally, the water temperature controller (WTC) operates water temperature switches (WTS) to unload and load cylinders in response to load requirements. *Starting from full load, as the load decreases, WTC switches operate in descending sequence as follows:*

TWO-STEP CONTROLLER (30GA020)

WTS2 operates: compressor unloader (CU) is energized and one cylinder bank unloads; liquid line solenoid valve no. 2 (LLS2) closes; hot gas bypass solenoid valve (HGS) is energized. The hot gas bypass allows unit to operate at load conditions lower than the last step of capacity control, with less compressor cycling.

WTS1 operates when return water temperature reaches the design set point (44 F). LLS1 closes and unit shuts down.

On load increase, WTC switches operate in ascending sequence.

THREE-STEP CONTROLLER (30GA025,030)

WTS3 operates: compressor unloader no. 2 (CU2) is energized and one cylinder bank unloads.

WTS2 operates: liquid line solenoid valve no. 2 (LLS2) closes; hot gas bypass solenoid valve (HGS) is energized; CU1 is energized and second cylinder bank unloads.

WTS1 operates when return water temperature reaches design set point (44 F). LLS1 closes and unit shuts down.

On load increase, WTC switches operate in ascending sequence.

- **Two-compressor units (30GA040 thru 065)** – When control circuit switch (SW1) is turned on, the timer motor starts. The condenser fans start immediately to allow removal of warm air from condensers to prevent compressor shutdown on high head pressure. Time Guard control delays start of no. 1 compressor for 12 seconds to approximately 8 minutes, depending on position of timer.

Crankcase heater is de-energized when compressor starts. Compressor no. 2 starts in a minimum of 12 seconds after no. 1 starts. The liquid line solenoid valve (LLS) in each circuit opens when the compressor in that circuit starts. At start-up, if compressor no. 1 is off on high pressure or motor protection (CMP), compressor no. 2 cannot start. However, if both compressors are running, and either one shuts down on safety device action, the other continues to run as long as the water temperature controller (WTC) thermostat calls for cooling.

With unit operating normally, WTC operates water temperature switch (WTS) to unload and load cylinders and cycle compressors in response to load requirements. *Starting from full load, as the load decreases, WTC switches operate in descending sequence as follows:*

WTS4 operates: compressor unloader (CU) is energized and one bank of cylinders on compressor no. 1 unloads. Compressor no. 2 continues to run.

WTS3 operates: CU is de-energized and compressor no. 1 loads. Compressor no. 2 stops and liquid line solenoid valve no. 2 (LLS2) closes.

WTS2 operates: CU is energized and compressor no. 1 again unloads. If used, the hot gas bypass valve solenoid is energized; when the load requirements call for the minimum capacity provided by this control, the bypass valve opens.

WTS1 operates when return water temperature reaches design set point (44 F). Compressor no. 1 stops, LLS1 closes and unit shuts down.

On load increase, WTC switches operate in ascending sequence.

Four-compressor units (30GA085,105) – When the control circuit switch is turned on, the step controller is energized and the camshaft is rotated counterclockwise to place all 8 switches in the unload position. When this recycle is complete, the starting sequence begins. The camshaft is rotated clockwise in the load direction and switches 1 – 8 are actuated in sequence. Each compressor is started under the control of its timer, thru the switches in the step controller. The starting of each compressor is delayed for 12 seconds to approximately 8 minutes, depending on position of the timer, after the applicable step controller switch is made. Under normal operation, the combined action of the temperature controller, step controller and timer starts and stops compressors and loads and unloads cylinders to maintain required capacity. The switches in the step controller operate in response to changes in chilled water temperature.

Application

Low-ambient temperature operation

Factory-installed heating cable, helically wound around entire cooler length, and factory-installed 2-in. thick vapor-tight cellular plastic insulation over entire cooler, provides cooler protection to -20 F ambient temperature.

Field-fabricated chilled water piping may be protected to -20 F ambient temperature by wrapping with field-supplied heating cable, rated at 3.8 watts per linear foot and covering over with 2-in. thick layer of insulation (as on cooler).

Power failure - When cooler and piping are protected as described above, water in cooler and piping will cool from 44 F to 32 F at the following rates:

LOCATION	AMBIENT TEMPERATURE (F)				
	20	10	0	-10	-20
	Time (Hour)				
Cooler	65	30	20	14½	11½
Pipe (3-in. IPS)	12	8	6	4½	4

Ethylene glycol

Ethylene glycol may be added to the chilled water to protect system as shown in following curve. Unit performance data must be corrected as indicated. An example follows:

I Determine concentration of ethylene glycol required to protect system to -10 F (at zero flow).

Given:

Unit 30GA020
 Condenser Entering Air Temperature 95 F
 Leaving Chilled Water Temperature 45 F
 Chilled Water Temperature Rise 10 F
 Chilled Water Flow 45.0 Gpm
 Cooler Pressure Drop 4.2 ft water
 Capacity 18.9 tons
 Power Input 21.0 Kw

From curve, read 40% concentration at -10 F solution freezing point.

II Correct unit capacity.

From curve, read 0.983 capacity correction at 40% concentration.

$$\begin{aligned} \text{Corrected Capacity} &= 0.983 \times \text{Given Capacity} \\ &= 0.983 \times 18.9 = 18.6 \text{ Tons} \end{aligned}$$

III Correct chilled water flow.

From curve, read 1.097 Gpm correction at 40% concentration.

$$\text{Chilled Water Flow (at corrected cap.)} = \frac{\text{Tons} \times 24}{\text{Rise}} = \frac{18.6 \times 24}{10} = 44.5 \text{ Gpm}$$

$$\begin{aligned} \text{Chilled Water Flow (40% solution)} &= \text{Water Flow} \times 1.097 = 44.5 \times 1.097 \\ &= 49 \text{ Gpm} \end{aligned}$$

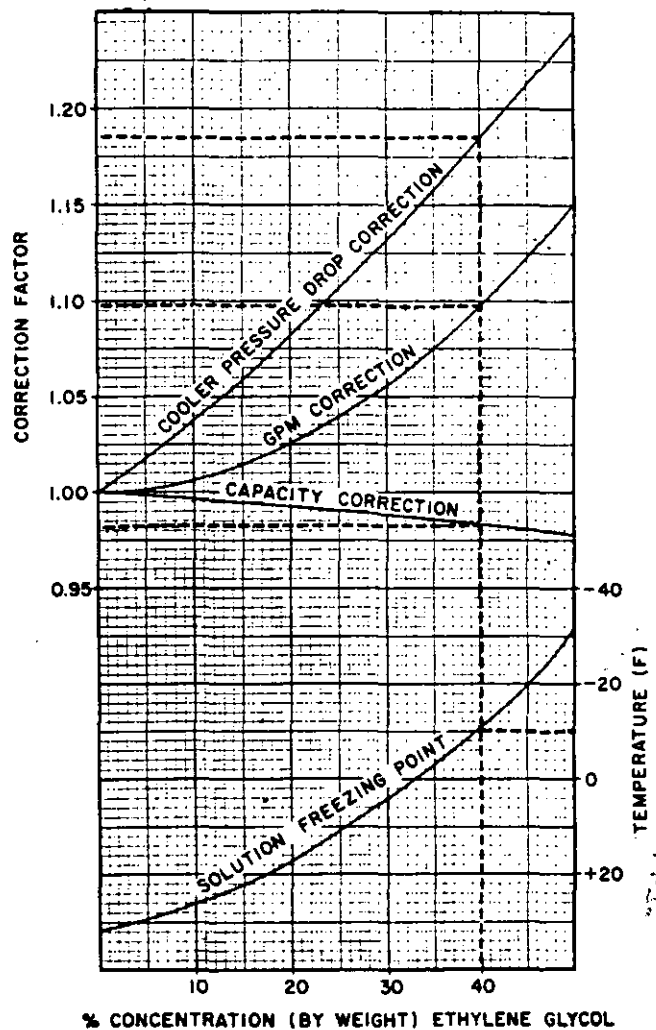
IV Correct cooler pressure drop.

From curve, read 1.185 cooler pressure drop correction at 40% concentration.

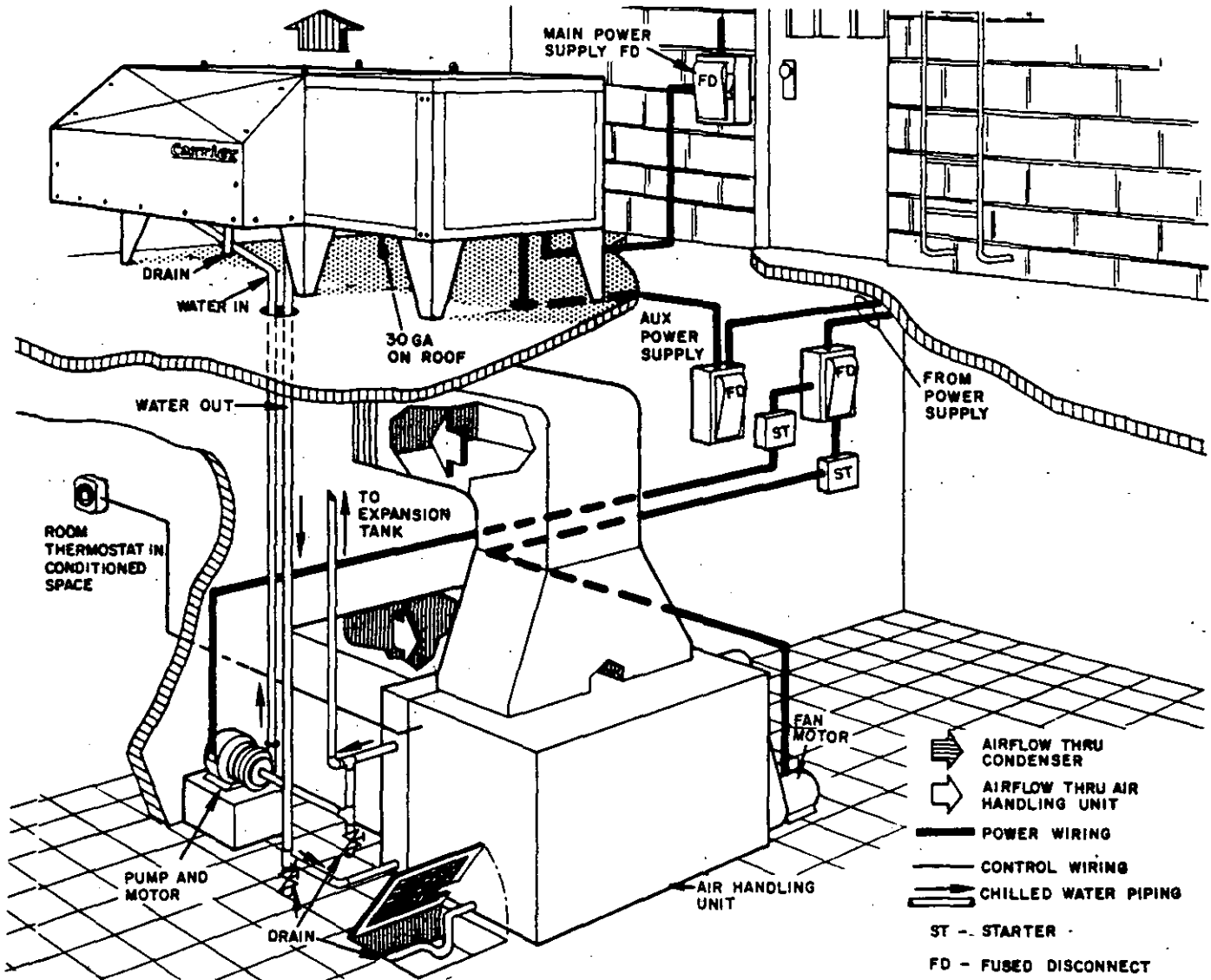
From Cooler Pressure Drop curve, pressure drop for 49 Gpm of water = 4.5 ft water. Pressure drop for 40% solution = 1.185 x pressure drop for water = 1.185 x 4.5 = 5.35 ft water.

V Reduction in power input (kw) is insignificant.

Solution freezing points and performance correction factors



Typical piping and wiring



NOTES:

1. Wiring and piping shown are general points-of-connection guides only and are not intended for or to include all details for a specific installation.
2. All wiring must comply with applicable local and national codes.
3. All piping must follow standard piping techniques. Refer to Carrier System Design Manual for details.

Guide specifications

Furnish and install factory-assembled one-piece 30GA air-cooled liquid chilling package(s). Unit(s) shall be completely charged at the factory with Refrigerant 22. All factory wiring and piping shall be contained within the unit enclosure. All electrical components shall be protected from the weather. The unit shall be enclosed in a galvanized steel casing, zinc phosphatized, with baked enamel finish.

Capacity of unit(s) shall be not less than ____ tons, cooling ____gpm of water from ____ F to ____ F, with air entering condenser at ____ F. Cooler fouling factor shall be ____.

Unit electrical power shall be ____ volts, ____ phase, ____ -Hz. Unit shall be capable of operating within line voltage limits of ____ to ____ volts. Control power shall be 115 volts, single-phase, 60-Hz.

→ **Construction and ratings** shall be in accordance with ARI Standard 590-69 and shall comply with ANSI B9.1 Safety Code, National Electrical Code and ASME Code.

Each compressor shall be reciprocating, serviceable hermetic type and shall have an automatically reversible oil pump and an operating oil charge. Compressor(s) shall be equipped with suction and discharge shutoff valves and be mounted on spring vibration isolators. Motor(s) shall be cooled by suction gas passing around the windings and shall have overtemperature protection. Manual restart of unit shall be required after motor stoppage due to thermal overload. Each compressor shall be equipped with an insert-type crankcase heater to minimize oil dilution during shutdown periods. A contactor and a calibrated, manual-reset, ambient-insensitive overload protector shall be factory installed for each compressor motor. The protector shall open all 3 phases in the event of overload in any one phase.

Cooler shall be shell-and-tube, with removable heads. It shall have 2 direct-expansion refrigerant circuits. Seamless copper tubes shall be rolled into the tube sheets. Shell shall be protected against freeze-up by a layer of vapor barrier insulation and a heater cable wrapped helically around the shell, under the insulation.

Refrigerant circuit components (factory supplied and piped) shall include hot gas muffler; high side pressure relief valve; liquid line shutoff valve; filter-drier; moisture indicating sight glass; liquid line solenoid valve; thermal expansion valve.

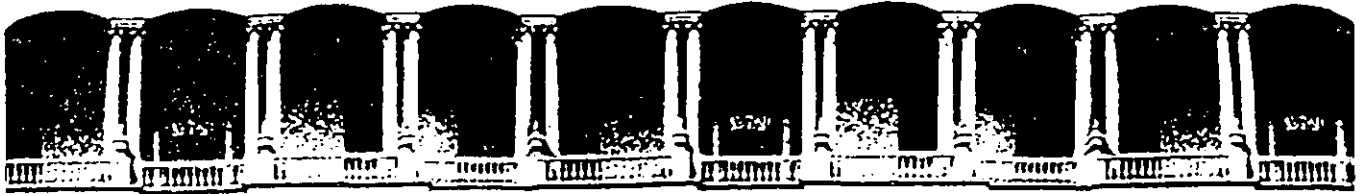
Air-cooled condenser(s) shall have an integral subcooler.

Condenser fans and motors — The condenser section of each unit shall have propeller-type fans, with safety guards. Air discharge shall be upward. Fan motors shall have overcurrent protection. Direct drive fan motors shall be mounted on vibration isolators.

Head pressure control — Each unit shall be capable of operating satisfactorily at low outdoor air temperatures.

Capacity control — Each unit shall be factory-equipped with an electrically-operated device for loading and unloading compressor cylinders and a control for cycling compressors.

Controls shall be factory wired, in a weatherproof box, and shall include a positive acting timer to prevent short cycling of compressor(s) and to delay restart of compressor(s) after shutdown. The unit control box shall also include high and low pressurestats; multiple-step water temperature controller; chilled water safety thermostat; field power and control circuit terminal blocks; circuit breakers; motor contactors; control relays; disconnect switch. On all units, source of control circuit power shall be completely independent of the unit power source.



**FACULTAD DE INGENIERIA U.N.A.M.
DIVISION DE EDUCACION CONTINUA**

CURSOS ABIERTOS

PROYECTO DE AIRE ACONDICIONADO

TABLAS ANEXAS

*JUNIO
1992*

TABLA IX-4. Temperatura diferencial total equivalente, para calcular la ganancia de calor a través de paredes

Latitud norte	TIEMPO SOLAR																		Latitud sur
	A.M.									P.M.									
	S	10	12	2	4	6	8	10	12	2	4	6	8	10	12				
	Color exterior de la pared (O=obscura, C=clara)																		
Pared hacia el:	O	C	O	C	O	C	O	C	O	C	O	C	O	C	O	C	O	C	
Partición																			
NE	22	10	24	12	14	10	12	10	14	14	14	14	10	10	6	4	2	2	SE
E	30	14	36	18	32	16	12	12	14	14	14	14	10	10	6	6	2	2	E
SE	13	6	26	16	28	18	24	16	16	14	14	14	10	10	6	4	2	2	NE
S	-4	-4	4	0	22	12	30	20	26	20	16	14	10	10	6	6	2	2	N
SO	-4	-4	0	-2	6	4	26	22	40	28	42	28	24	20	6	4	2	2	NO
O	-4	-4	0	0	6	6	20	12	40	28	48	34	22	22	8	8	2	2	O
NO	-4	-4	0	-2	6	4	12	10	24	20	40	26	34	24	6	4	2	2	SO
N (sombra)	-4	-4	-2	-2	4	4	10	10	14	14	12	12	8	8	4	4	0	0	S (sombra)
Tabique de 4 plg ó piedra																			
NE	-2	-4	24	12	20	10	10	6	12	10	14	14	12	12	10	10	6	4	SE
E	2	0	30	14	31	17	14	14	12	12	14	14	12	12	10	8	6	6	E
SE	2	-2	20	10	28	16	26	16	18	14	14	14	12	12	10	8	6	6	NE
S	-4	-4	-2	-2	12	6	24	16	26	18	20	16	12	12	8	8	4	4	N
SO	0	-2	0	-2	2	2	12	8	32	22	36	26	34	24	10	8	6	6	NO
O	0	-2	0	0	4	2	10	8	26	18	40	28	42	28	16	14	6	6	O
NO	-4	-4	-2	-2	2	2	8	6	12	12	30	22	34	24	12	10	6	6	SO
N (sombra)	-4	-4	-2	-2	0	0	6	6	10	10	12	12	12	12	8	8	4	4	S (sombra)
Ladrillo hueco de 8 plg																			
NE	0	0	0	0	20	10	16	10	10	6	12	10	14	12	12	10	8	8	SE
E	4	2	12	4	24	12	26	14	20	12	12	10	14	12	14	10	10	8	E
SE	2	0	2	0	16	8	20	12	20	14	14	12	14	12	12	10	8	6	NE
S	0	0	0	0	2	0	12	6	24	14	26	16	20	14	12	10	8	6	N
SO	2	0	2	0	2	0	6	4	12	10	26	18	30	20	26	18	8	6	NO
O	4	2	4	2	4	2	6	4	10	8	18	14	30	22	32	22	18	14	O
NO	0	0	0	0	2	0	4	2	8	6	12	10	22	18	30	22	10	8	SO
N (sombra)	-2	-2	-2	-2	-2	-2	0	0	6	6	10	10	10	10	10	10	6	6	S (sombra)
Tabique de 8 plg - Ladrillo hueco de 12 plg																			
NE	2	2	2	2	10	2	16	8	14	8	10	6	10	8	10	10	10	8	SE
E	8	6	8	6	14	8	18	10	18	10	14	8	14	10	14	10	12	10	E
SE	8	4	6	4	6	4	14	10	18	12	16	12	12	10	12	10	12	10	NE
S	4	2	4	2	4	2	4	2	10	6	16	10	16	12	12	10	10	8	N
SO	8	4	6	4	6	4	8	4	10	6	12	8	20	12	24	16	20	14	NO
O	8	4	6	4	6	6	8	6	10	6	14	8	20	16	24	16	24	16	O
NO	2	2	2	2	2	2	4	2	6	4	8	6	10	8	16	14	18	14	SO
N (sombra)	0	0	0	0	0	0	0	0	2	2	6	6	8	8	8	8	6	6	S (sombra)
Tabique de 12 plg																			
NE	8	6	8	6	8	4	8	4	10	4	12	6	12	6	10	6	10	6	SE
E	12	8	12	8	12	8	10	6	12	8	14	10	14	10	14	8	14	8	E
SE	10	6	10	6	10	6	10	6	10	6	12	8	14	10	14	10	12	8	NE
S	8	6	8	6	6	4	6	4	6	4	8	4	10	6	12	8	12	8	N
SO	10	6	10	6	10	6	10	6	10	6	10	8	10	8	12	8	14	10	NO
O	12	8	12	8	12	8	10	6	10	6	10	6	10	6	12	8	16	10	O
NO	8	6	8	6	8	4	8	4	8	4	8	4	8	6	10	6	10	6	SO
N (sombra)	4	4	2	2	2	2	2	2	2	2	2	2	2	2	4	4	6	6	S (sombra)

TABLA IX-4. Temperatura diferencial total equivalente, para calcular la ganancia de calor a través de paredes (conclusión)

Latitud norte	TIEMPO SOLAR																Latitud sur		
	A.M.						P.M.						Pared hacia el:						
	8	10	12	2	4	6	8	10	12	Color exterior de la pared (O=obscura, C=clara)									
	O	C	O	C	O	C	O	C	O		C	O		C	O	C		O	C
Concreto ó piedra de 8 plg ó bien bloque de concreto de 6 u 8 plg																			
NE	4	2	4	0	16	8	14	8	10	6	12	8	12	10	10	8	8	6	SE
E	6	4	14	8	24	12	24	12	18	10	14	10	14	10	12	10	10	8	E
SE	6	2	6	4	16	10	18	12	18	12	14	12	12	10	12	10	10	8	NE
S	2	1	2	1	4	1	12	6	16	12	18	12	14	12	10	8	8	6	N
SO	6	2	4	2	6	2	8	4	14	10	22	16	24	16	22	16	10	8	NO
O	6	4	6	4	6	4	8	6	12	8	20	14	28	18	26	18	14	10	O
NO	4	2	4	0	4	2	4	4	6	6	12	10	20	14	22	16	8	6	SO
N (sombra)	0	0	0	0	0	0	2	2	4	4	6	6	8	8	6	6	4	4	S (sombra)
Concreto ó piedra de 12 plg																			
NE	6	4	6	2	6	2	14	8	14	8	10	8	10	8	12	10	10	8	SE
E	10	6	8	6	10	6	18	10	18	12	16	10	12	10	14	10	14	10	E
SE	8	4	8	4	6	4	14	8	16	10	16	10	14	10	12	10	12	10	NE
S	6	4	4	2	4	2	4	2	10	6	14	10	16	12	14	10	10	8	N
SO	8	4	8	4	6	4	6	4	8	6	10	8	18	14	20	14	18	12	NO
O	10	6	8	6	8	6	10	6	10	6	12	8	16	10	24	14	22	14	O
NO	6	4	6	2	6	2	6	4	6	4	8	6	10	8	18	12	20	14	SO
N (sombra)	0	0	0	0	0	0	0	0	2	2	4	4	6	6	8	8	6	6	S (sombra)

NOTAS:

$$\left\{ \begin{array}{l} \text{Ganancia total de calor} \\ \text{debida a la radiación so-} \\ \text{lar y a la diferencia de} \\ \text{temperaturas en Btu/h-} \\ \text{pie}^2 \end{array} \right\} \times \left\{ \begin{array}{l} \text{Coeficiente de trans-} \\ \text{misión de calor de la} \\ \text{pared en Btu/h-pie}^2\text{-}^\circ\text{F} \end{array} \right\} \times \left\{ \begin{array}{l} \text{Temperatura dife-} \\ \text{rencial tomada de} \\ \text{la tabla} \end{array} \right\}$$

De *Air Conditioning and Refrigeration*, 4ª edición, por Burgess H. Jennings y Samuel R. Lewis, con autorización de International Textbook Company.

TABLA IX-5. Temperatura diferencial total equivalente para calcular la ganancia de calor a través de techos

Descripción de los materiales del techo	Tiempo solar									
	A. M.					P. M.				
	8	10	12	2	4	6	8	10	12	
Techos expuestos al sol. Construcción ligera										
Madera de 1 plg	12	38	54	62	50	26	10	4	0	
Madera de 1 plg y aislamiento de 2 plg										
Techos expuestos al sol. Construcción media										
Concreto de 2 plg										
Concreto de 2 plg y aislamiento de 2 plg	6	30	48	58	50	32	14	6	2	
Madera de 2 plg										
Concreto de 4 plg	0	20	38	50	52	40	22	12	6	
Concreto de 4 plg y aislamiento de 2 plg										
Techos expuestos al sol. Construcción pesada										
Concreto de 6 plg	4	6	24	38	46	44	32	18	12	
Concreto de 6 plg y aislamiento de 2 plg	6	6	20	34	42	44	34	20	14	
Techos en la sombra										
Construcción ligera	-4	0	6	12	14	12	8	2	0	
Construcción media	-4	-2	2	8	12	12	10	6	2	
Construcción pesada	-2	-2	0	4	8	10	10	8	4	

Tomado de *Air Conditioning and Refrigeration*, 4ª edición, por Burgess H. Jennings y Samuel R. Lewis, con autorización de International Textbook Company.

NOTAS:

1. Calculada con el método de Mackey y Wright.
2. Para techos que no sean planos, considérese el área proyectada.
3. Cuando el color del techo es claro como el blanco o el aluminio, añada a la temperatura equivalente diferencial en techos a la sombra el 55% de la diferencia entre el techo a la sombra y el techo expuesto al sol. Cuando el color es gris claro, azul claro, gris claro o rojo brillante añada el 80%.



**FACULTAD DE INGENIERIA U.N.A.M.
DIVISION DE EDUCACION CONTINUA**

CURSOS ABIERTOS
PROYECTO DE AIRE ACONDICIONADO

A N E X O

*EXPOSITOR: ING. RODRIGO DE BENGOCHEA
OLGUIN*

*JUNIO
1992*

(h·ft²·°F). For glazing shading coefficient, values range from 0.0 to 1.0.

The fifth graph within each figure illustrates the effects of varying the WWR from 0.0 to 1.0 (from 0 to 100 percent glazing). The last graph on each figure demonstrates the impact of varying the internal loads (miscellaneous equipment and lighting) from 0.0 to 6.0 W/sq ft. Six watts is the maximum used by the regression equations (1.0 W/sq ft for miscellaneous equipment and 5.0 W/sq ft for lighting).

Only a portion of the range from the

list above for each characteristic would comply with the system performance criteria. For Washington, D.C., the total criteria are 53.830; any combination shown on the graphs with a lower load would comply with the criteria. This is not true for the internal load graph, because the criteria are a function of internal loads.

For Minneapolis, the total criteria are 57.155; for Los Angeles, the total criteria are 40.913. The graphs are intended to demonstrate the relative importance of individual characteristics across an entire range in each location.

To maintain consistency in each of the curves shown in *Figure 1*, *Figure 2* and *Figure 3*, values for the envelope characteristics other than the varying one were drawn from a set of base values for each location. These values were selected so that, as a whole, an envelope design using this set would comply with the criteria for the given location (see *Table 1*). As stated earlier, the selected sets of base values are but one viable design solution; many other combinations would also comply.

Any of the envelope design charac-

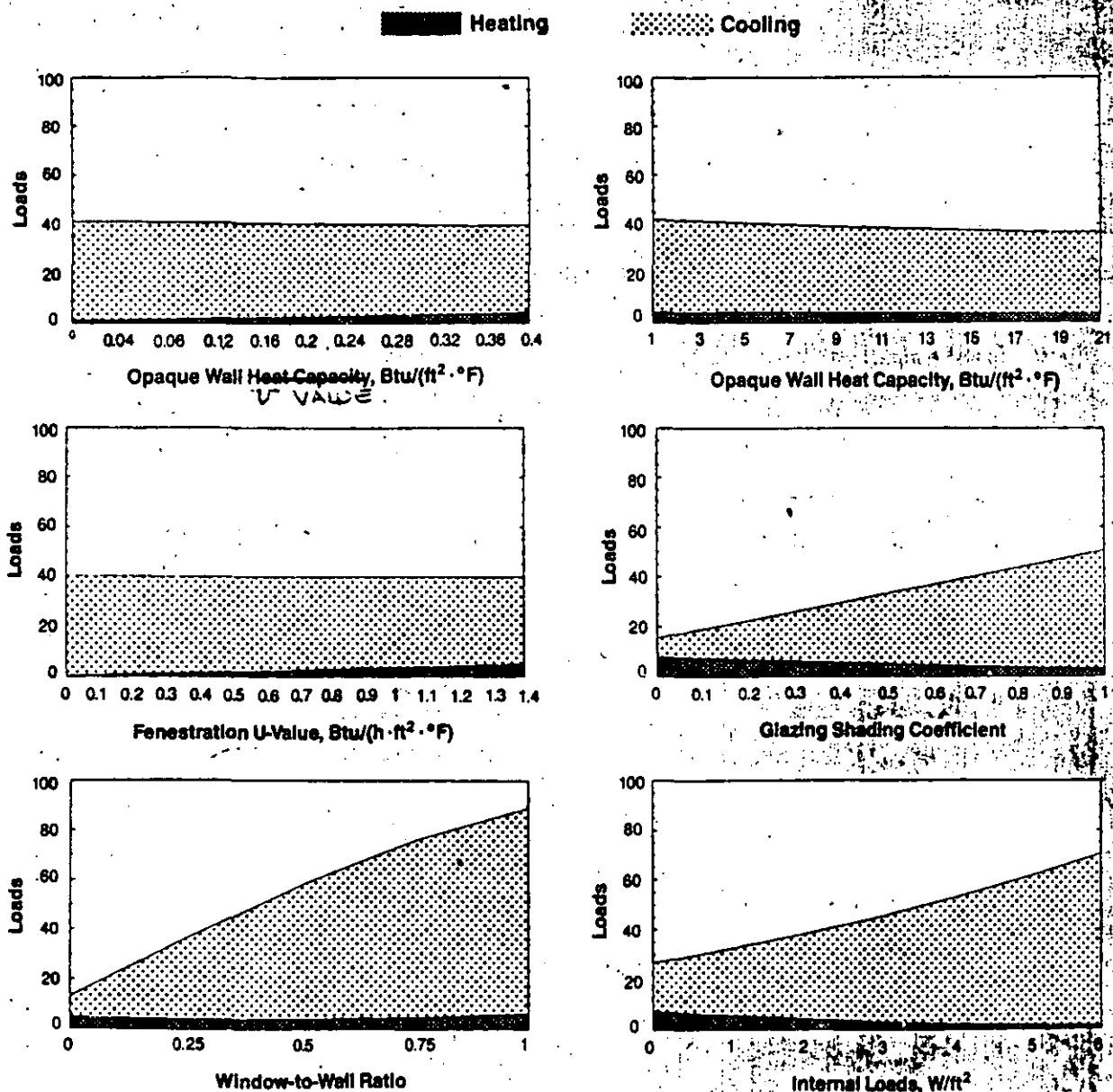


Figure 3. Load impacts of envelope characteristics for Los Angeles, California.

As seen from the three figures, variation of certain characteristics such as WWR, shading coefficient and fenestration U-value can have a large impact on the net loads. This is why these variables were used to examine trade-offs among building envelope design characteristics with ENVSTD. For example, one trade-off between envelope characteristics would be reducing glazing shading coefficient to allow a greater WWR value for the building design.

Figure 4 shows the relationship between shading coefficient and WWR for the sample office building in Washington, D.C. Five different fenestration U-values are shown as parallel curves to illustrate the added dimension that fenestration U-value brings to the set of possible compliance combination limits. The curves were generated by using the base set of envelope characteristics (including one of the five fenestration U-values) and then incrementally varying the WWR from 0.0 to 1.0.

For each increment of WWR, the shading coefficient was adjusted until the predicted sum of the total loads just matched the compliance criteria loads. This set of WWR/shading coefficient data was then plotted to develop a compliance curve for the specific fenestration U-value shown. Note that all combinations of shading coefficient and WWR below and to the left of a specific U-value curve comply with the criteria.

The linearity exhibited for Washington, D.C. in Figure 1 for the individual comparisons of WWR and shading coefficient is not seen when the interactions are considered as in Figure 4. The curves shown in Figure 4 demonstrate that interactions among the characteristics can have a significant impact on total loads.

One interesting aspect of Figure 4 is that, for a low shading coefficient (0.2), reducing fenestration U-value from 0.95 to 0.35 (e.g., going from a thermally-broken single glazing to a high-performance, low-E, thermally-broken double glazing) would allow a designer to increase WWR from 35 percent to 75 percent. On the other hand, if the shading coefficient value is high (0.8), this variability is limited to 5 percent, and the absolute WWR is limited to less than 25 percent to remain in compliance.

Similarly, a higher fenestration U-value (0.95) restricts flexibility of increasing the WWR when the shading coefficient is varied from 0.0 to 1.0. Both a high shading coefficient and/or a high fenestration U-value limit the trade-offs possible for a given WWR. Thus, a designer

might consider compromises in selection of shading coefficient or fenestration U-value to obtain greater flexibility and a larger WWR.

The results seen in Figure 4 represent just one possible trade-off between envelope characteristics for the sample building in Washington, D.C. However, impacts of individual characteristics on total loads for other locations such as Los Angeles and Minneapolis (Figure 2 and Figure 3) can vary significantly from those in Washington, D.C., as will be illustrated next.

Climate effects in trade-offs

Figure 5 and Figure 6 show the climate dependencies and variations in tradeoffs between WWR and shading

coefficient, and WWR and fenestration U-value, respectively. In Figure 5, combinations of shading coefficient and WWR are shown as separate curves for Los Angeles, Minneapolis, and Washington, D.C. In developing these figures, other envelope characteristics were held constant.

For Los Angeles, Figure 5 shows that lowering the shading coefficient a small amount allows a designer in that location significantly more freedom in selecting a WWR, particularly if the shading coefficient is already low. This reflects the high impact of solar loads relative to temperature differences across the envelope in Los Angeles.

On the other hand, for Minneapolis, Figure 5 shows that only limited increases in WWR are possible when the

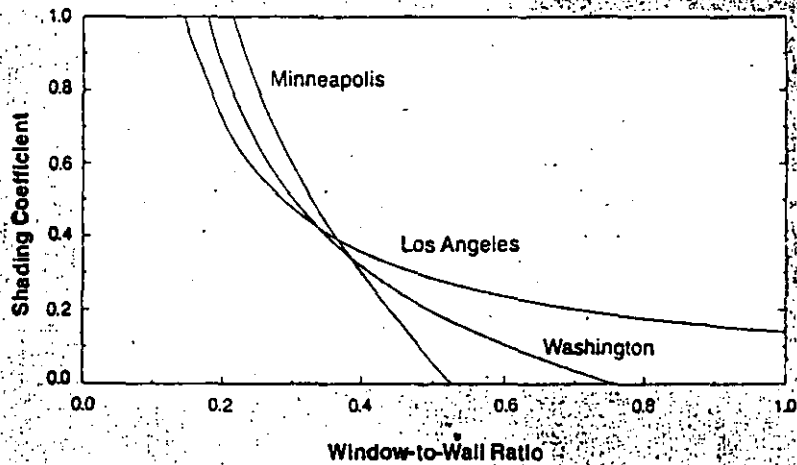


Figure 5. Shading coefficients and window-to-wall ratio interactions for three locations.

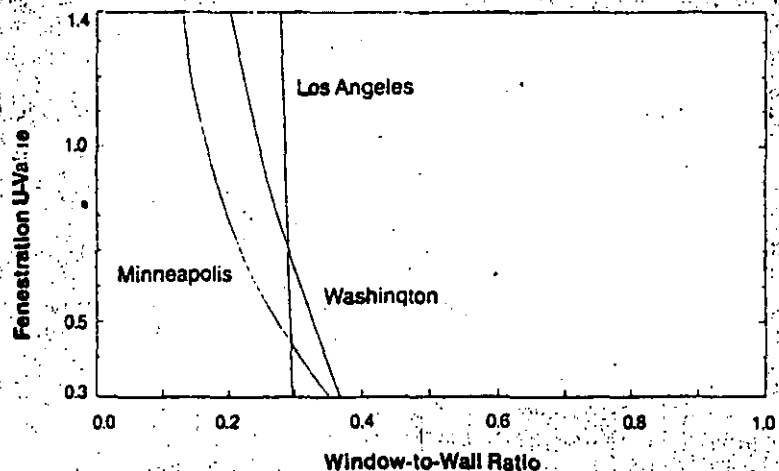


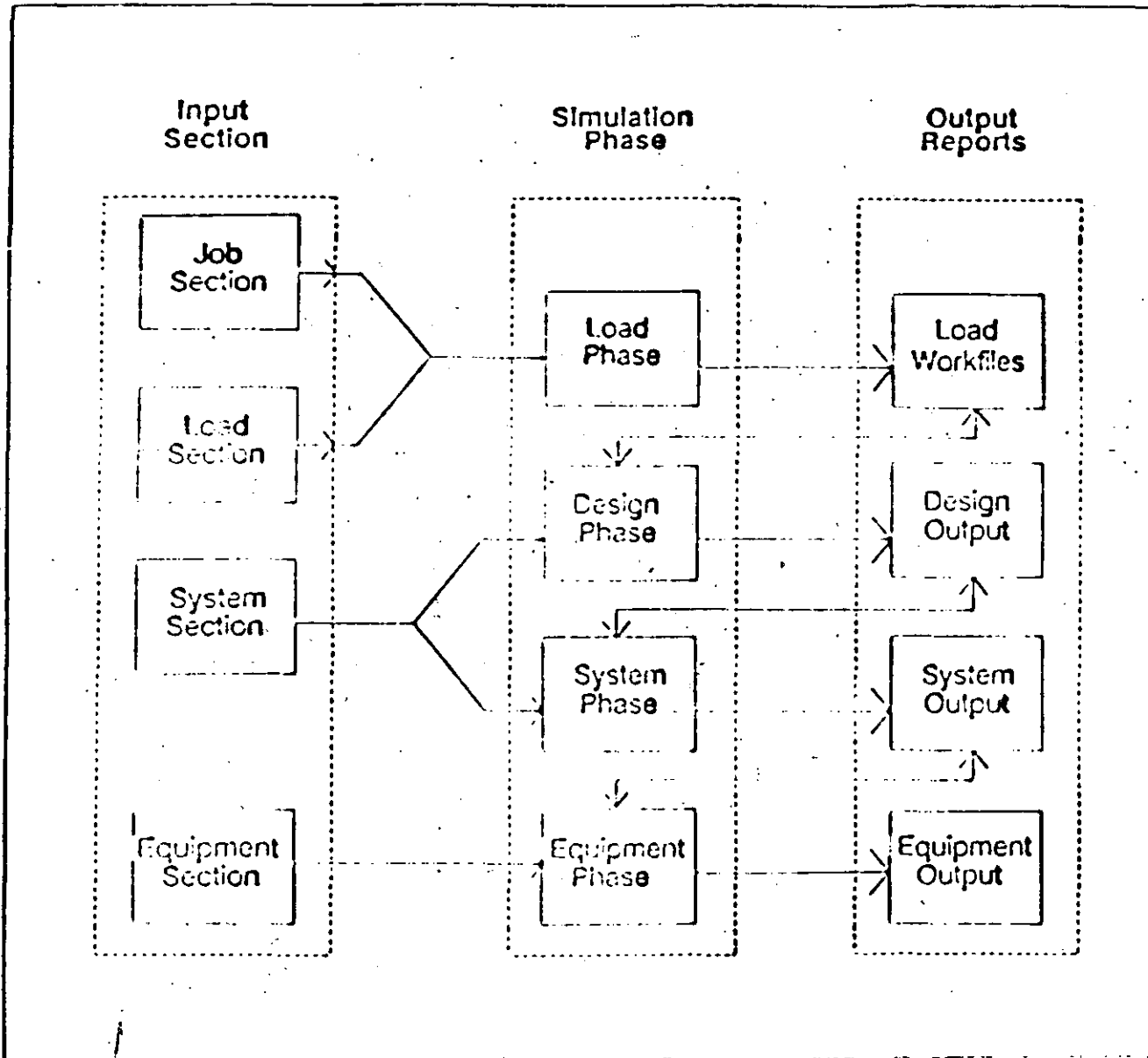
Figure 6. Fenestration U-value and window-to-wall ratio interactions for three locations.

Section 2. Knowing the Basics

2.1 Program Organization

Input data for the TRACE Ultra program is entered into the TRACE Ultra Input Manual which provides organization to the input forms. Since the execution of the TRACE Ultra program can analyze energy use and lifecycle costs for up to four different building models or alternatives, input for each alternative is organized into groups as shown below.

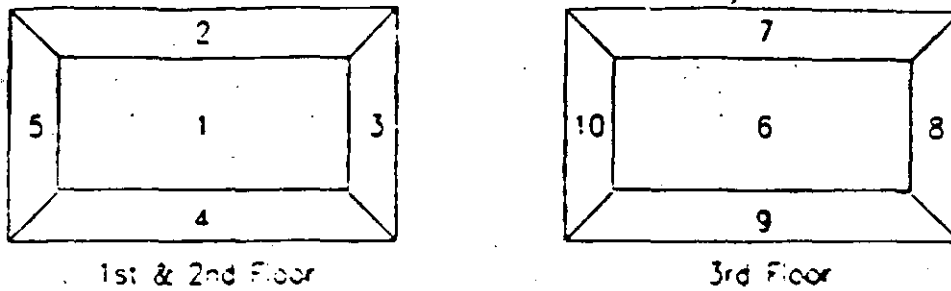
Figure 2.1 Trace Ultra Flow Chart



The first data input group is titled JOB and contains general information which will apply to all alternatives. JOB Section input data will describe building location, weather location, design conditions, load methodology, calendar modification, resource utilization factors and other general simulation parameters. The JOB section may not be repeated since it is used by all the alternatives.

The second data input group is titled LOAD and contains the building shell, occupancy and usage information used to calculate both design and hourly loads. The building can be divided into zones and further subdivided into rooms

Figure 2.3 Example of Thermal zoning

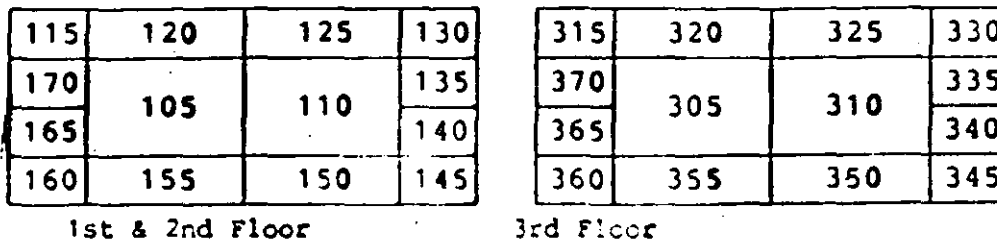


Rules:

1. Combine areas with similar internal loading
2. Combine areas with similar external loading (each zone faces only one direction)
3. Perimeter depth of 10 to 20 feet (3 - 6 m)
4. The room numbers must be grouped together in ascending order
5. Set the zone number equal to the room number

Room No.	Zone Ref No.	Room Description	--Floor Dimen-- Length Width	Acous. Ceiling R-Val	Fir- Floor Height	Duplicate Multiplier- Room
201	1	1-2 Int	80 20		12	2
202	2	1-2 N	90 10		12	2
203	3	1-2 E	30 10		12	2
204	4	1-2 S	30 10		12	2
205	5	1-2 W	30 10		12	2
206	6	3rd Int	80 20		12	1
207	7	3rd N	90 10		12	1
208	8	3rd E	30 10		12	1
209	9	3rd S	90 10		12	1
210	10	3rd W	30 10		12	1

Figure 2.4 Example of Individual Room Zoning



Rules:

1. Each room is defined by physical room boundaries or by the location of terminal box supply outlet.
2. All rooms comprising a zone must be grouped together in ascending order.
3. Rooms serving the same zone must have the same zone number.

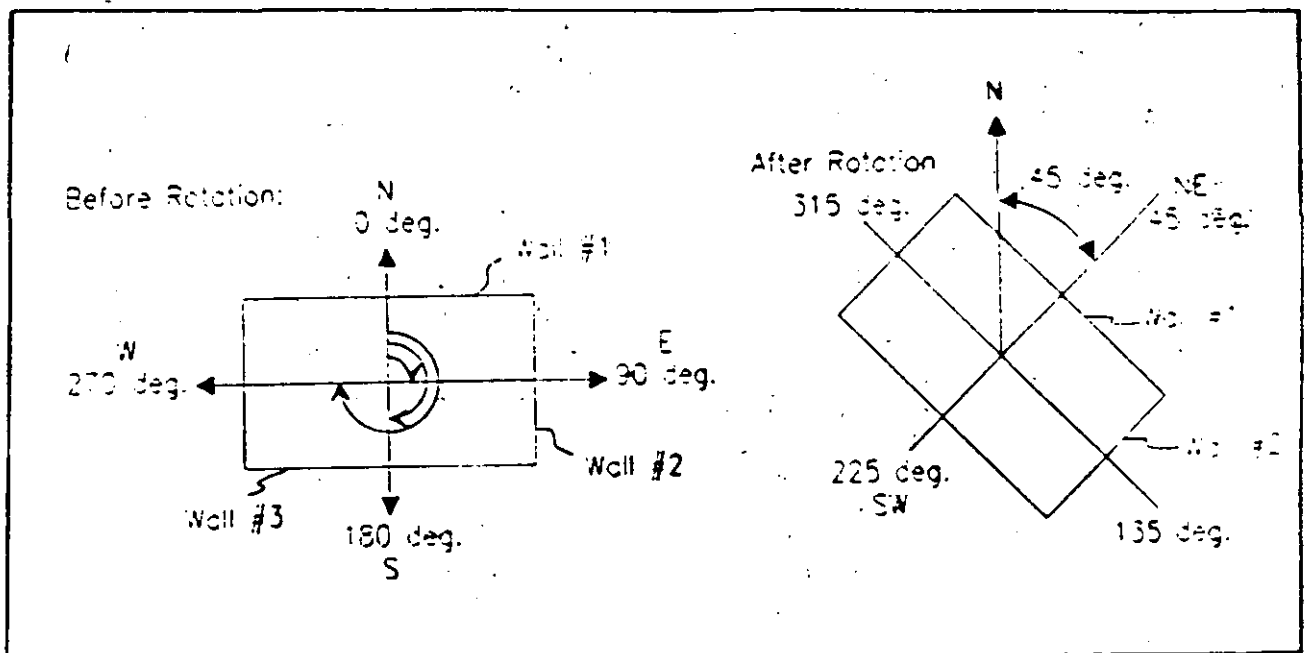
Field 6. Winter Design Dry Bulb

Enter the winter design outside air dry bulb only if the default value given in the weather file varies from actual site design conditions. The units are deg F [C]. The values in the weather file were taken from the 1985 ASHRAE Handbook of Fundamentals, Chapter 24, Tables 1 and 2, column 5, for the 99% design condition.

Field 7. Building Orientation

This field should be left blank unless the user wishes to rotate the building from the wall directions already input on the Wall Parameters screen, and the roof directions, if input, on the Roof Parameters screen. To do this, enter the number of degrees the building is to be rotated east of north. The program will then add this value to the wall and roof directions specified on the Wall and Roof Parameters screens. For example, all walls with an original wall direction of 180 degrees (south) can be reoriented to face southwest ($180 + 45 = 225$ degrees) by entering the building orientation as 45.

Figure 3.3 Definition of Building Orientation



Fields 8,9. Summer/Winter Ground Reflectance

Do not input this field unless unusual ground conditions exist at the building site. If necessary enter either the summer and/or the winter value as a decimal number. The program will default to a value of 0.2. Typical values are listed in Table 3.2.

The ground reflectance is used to calculate the amount of direct solar radiation that is reflected from the ground onto vertical or tilted walls or roofs.

Unless otherwise overridden by defined by input to the Load Simulation Periods screen, the summer period will default to the months May through September inclusive.

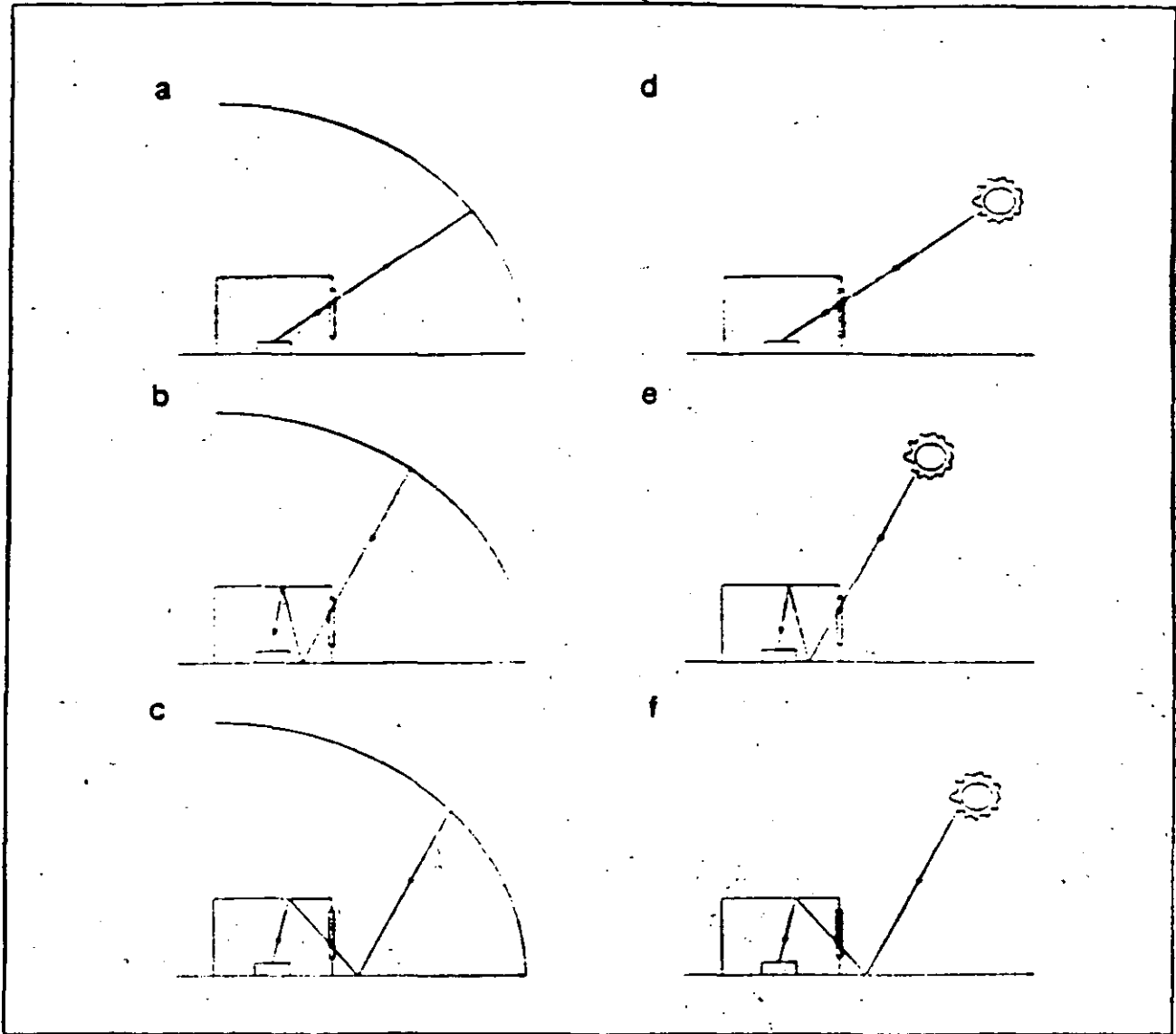
Field 7. Roof Type

Enter a roof type either from Table 4.8 or one which has been created using the Wall/Roof/Floor Utility. The roof type determines the thermal characteristics, such as the unit weight, thermal capacity, etc. and the associated transfer function coefficients (for the CLTD-based conduction heat gains) and amplitude ratio/time delay (for the TETD-based conduction heat gains).

Table 4.8 Roof Slab Types

No.	Description	Layer Code	U-Value (Btu/hr-ft ² -F)	Specific Mass (lbm/ft ²)	Heat Capacity (Btu-ft ² -F)
11	4" LW Concrete	A0,E2,E3,C1,E0	0.214	17.8	4.5
12	6" LW Concrete	A0,E2,E3,C2,E0	0.157	24.5	5.8
13	8" LW Concrete	A0,E2,E3,C3,E0	0.125	31.2	7.1
14	12" LW Concrete	A0,E2,E3,C4,E0	0.088	44.5	9.8
15	2" HW Concrete	A0,E2,E3,C5,E0	0.650	27.8	6.5
16	4" HW Concrete	A0,E2,E3,C6,E0	0.594	51.2	11.1
17	6" HW Concrete	A0,E2,E3,C7,E0	0.541	74.5	15.8
18	8" HW Concrete	A0,E2,E3,C8,E0	0.491	97.8	20.5
19	12" HW Concrete	A0,E2,E3,C9,E0	0.426	144.5	29.8
20	2" HW Concrete - 2" Insulation	A0,E2,E3,B2,C5,E0	0.122	28.2	6.5
21	2" HW Concrete - 4" Insulation	A0,E2,E3,B4,C5,E0	0.067	28.5	6.6
22	2" HW Concrete - 6" Insulation	A0,E2,E3,B6,C5,E0	0.046	28.8	6.7
23	4" HW Concrete - 2" Insulation	A0,E2,E3,B2,C6,E0	0.120	51.5	11.2
24	4" HW Concrete - 4" Insulation	A0,E2,E3,B4,C6,E0	0.067	51.8	11.3
25	4" HW Concrete - 6" Insulation	A0,E2,E3,B6,C6,E0	0.046	52.2	11.3
26	6" HW Concrete - 2" Insulation	A0,E2,E3,B2,C7,E0	0.117	74.8	15.9
27	6" HW Concrete - 4" Insulation	A0,E2,E3,B4,C7,E0	0.066	75.2	15.9
28	6" HW Concrete - 6" Insulation	A0,E2,E3,B6,C7,E0	0.046	75.5	16.0
29	8" HW Concrete - 2" Insulation	A0,E2,E3,B2,C8,E0	0.115	98.2	20.5
30	8" HW Concrete - 4" Insulation	A0,E2,E3,B4,C8,E0	0.065	98.5	20.6
31	8" HW Concrete - 6" Insulation	A0,E2,E3,B6,C8,E0	0.045	98.8	20.7
32	12" HW Concrete - 2" Insulation	A0,E2,E3,B2,C9,E0	0.111	144.8	29.9
33	12" HW Concrete - 4" Insulation	A0,E2,E3,B4,C9,E0	0.064	145.2	29.9
34	12" HW Concrete - 6" Insulation	A0,E2,E3,B6,C9,E0	0.045	145.5	30.0
35	12" HW Concrete - 8" Insulation	A0,E2,E3,B8,C9,E0	0.034	145.8	30.1
36	12" HW Concrete - 10" Insulation	A0,E2,E3,B10,C9,E0	0.028	146.2	30.1
37	1" Wood - 3" Insulation	A0,E2,E3,D1,B3,E0	0.080	8.1	3.7
38	1" Wood - 6" Insulation	A0,E2,E3,D1,B6,E0	0.044	8.6	3.8
39	1" Wood - 8" Insulation	A0,E2,E3,D1,B8,E0	0.034	8.9	3.9
40	2.5" Wood - 3" Insulation	A0,E2,E3,D3,B3,E0	0.070	12.7	6.5
41	2.5" Wood - 6" Insulation	A0,E2,E3,D3,B6,E0	0.041	13.2	6.6
42	2.5" Wood - 8" Insulation	A0,E2,E3,D3,B8,E0	0.032	13.5	6.7
43	4" Wood - 3" Insulation	A0,E2,E3,D5,B3,E0	0.062	17.3	9.3
44	4" Wood - 6" Insulation	A0,E2,E3,D5,B6,E0	0.036	17.8	9.4
45	4" Wood - 8" Insulation	A0,E2,E3,D5,B8,E0	0.031	18.2	9.5
46	4" Wood - 10" Insulation	A0,E2,E3,D5,B10,E0	0.025	18.5	9.5
47	Steel Sheet - 2" Insulation	A0,E2,E3,A3,B2,E0	0.125	7.2	2.1
48	Steel Sheet - 4" Insulation	A0,E2,E3,A3,B4,E0	0.068	7.6	2.2
49	Steel Sheet - 6" Insulation	A0,E2,E3,A3,B6,E0	0.047	7.9	2.2
50	Steel Sheet - 8" Insulation	A0,E2,E3,A3,B8,E0	0.036	8.2	2.3

Figure 4.7. Light rays can originate from extra sky (a-c) or from the sun (d-f), for the case of a transparent window without a shading device



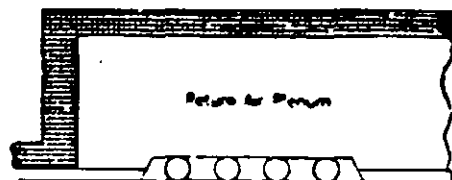
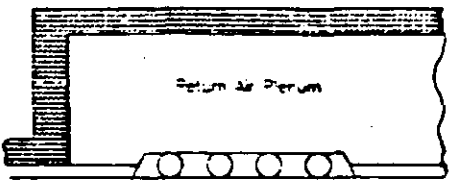
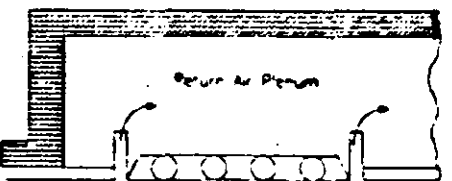
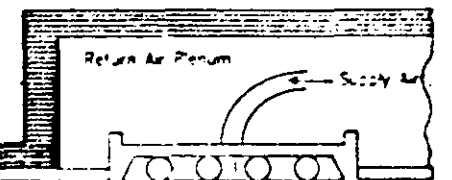
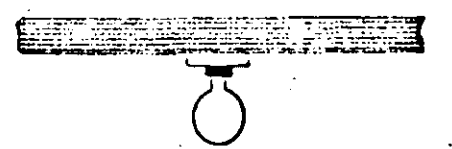
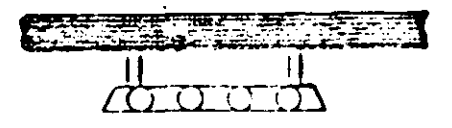
4.6.1.2 Daylight factors

The following six ratios (daylight factors) are calculated and stored for later use in the hourly calculation of interior daylight illuminance and window glare:

$$\begin{aligned}
 d_{sky} &= (\text{interior illuminance due to sky-related light}) / E_{sky} \\
 d_s &= (\text{interior illuminance due to sun-related light}) / E_s \\
 w_{sky} &= (\text{average window luminance due to sky-related light}) / E_{sky} \\
 w_s &= (\text{average window luminance due to sun-related light}) / E_s \\
 b_{sky} &= (\text{window background luminance due to sky-related light}) / E_{sky} \\
 b_s &= (\text{window background luminance due to sun-related light}) / E_s
 \end{aligned}$$

These factors depend on room conditions, such as room geometry, surface reflectances, reference point location, window size and orientation, glass transmittance, and window shade transmittance; and on exterior conditions, such as ground reflectance, condition of sky, and position of sun.

Table 4.22 Lighting Types

Acronym	Description of Light Fixture and Duct Arrangement	
ASHRAE1 or *RECFL-NV	Supply and return below ceiling with supply cfm < 0.5 cfm/ft ² . Fluorescent recessed, not vented.	
ASHRAE2 or *RECFL-NV	Supply and return below ceiling or through ceiling grill and space. Supply cfm > 0.5 cfm/ft ² . Fluorescent recessed, not vented.	
ASHRAE3 or *RECFL-RA	Supply through ceiling or wall diffuser with supply cfm > 0.5 cfm/ft ² . Return around light fixtures and through plenum space. Fluorescent vented.	
ASHRAE4 or *RECFL-RS	Vented to supply and return airflows. Fluorescent vented or free-hanging in airstream with possible ducted return.	
INCAND or *SUSINCAN	Incandescent hung below ceiling.	
*SUSFLUOR	Fluorescent hung below ceiling.	

*When either the CLTD-CUF or CEC-GCE2 Cooling Methodology is selected, the lighting room load is based on the Weighting Factor Coefficients used by the DOE 2.1 computer program. When one of the TETD load methods is chosen, all fluorescent fixture types are assumed to have a radiant fraction of 50% and incandescent fixtures 80%.

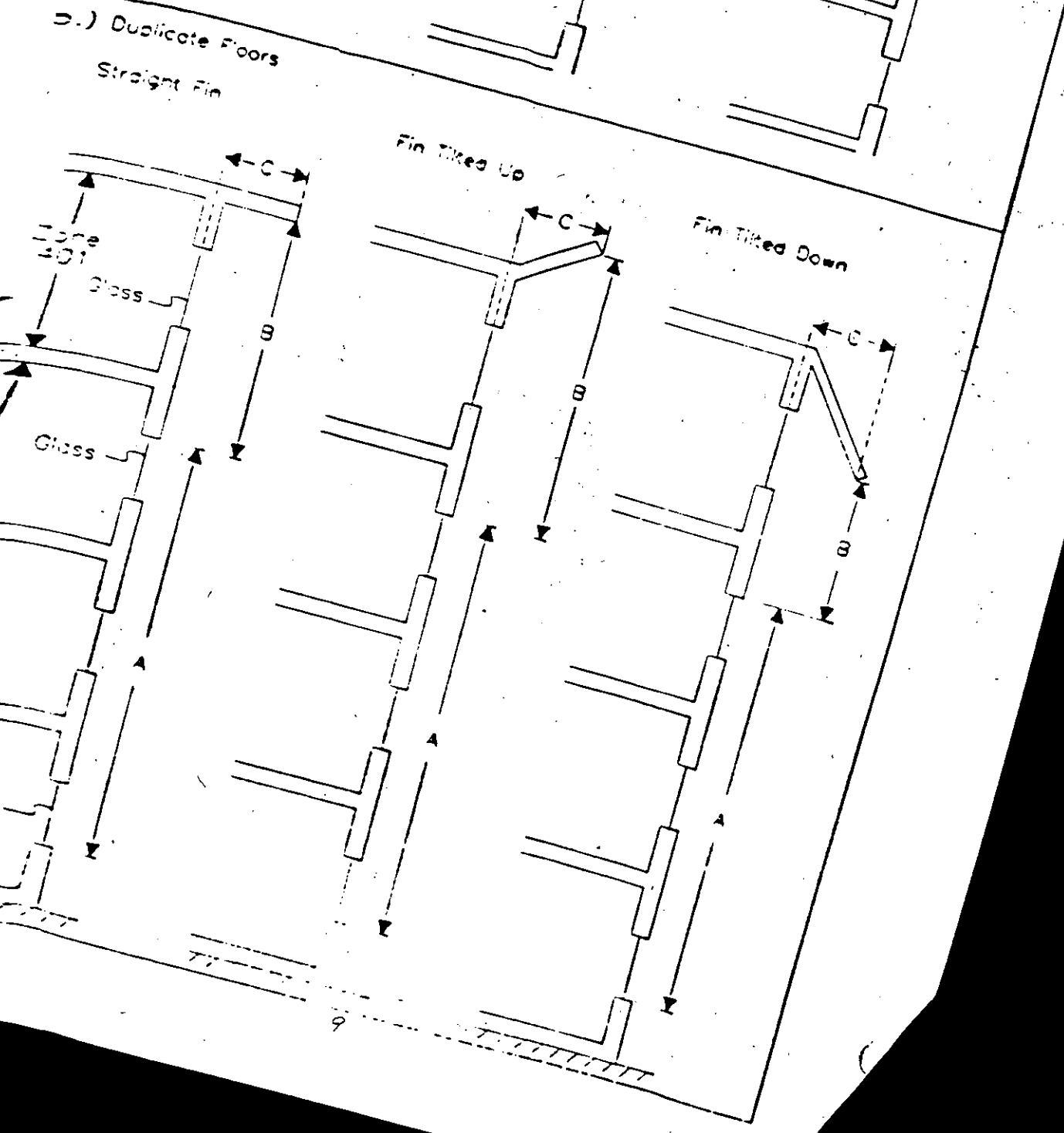
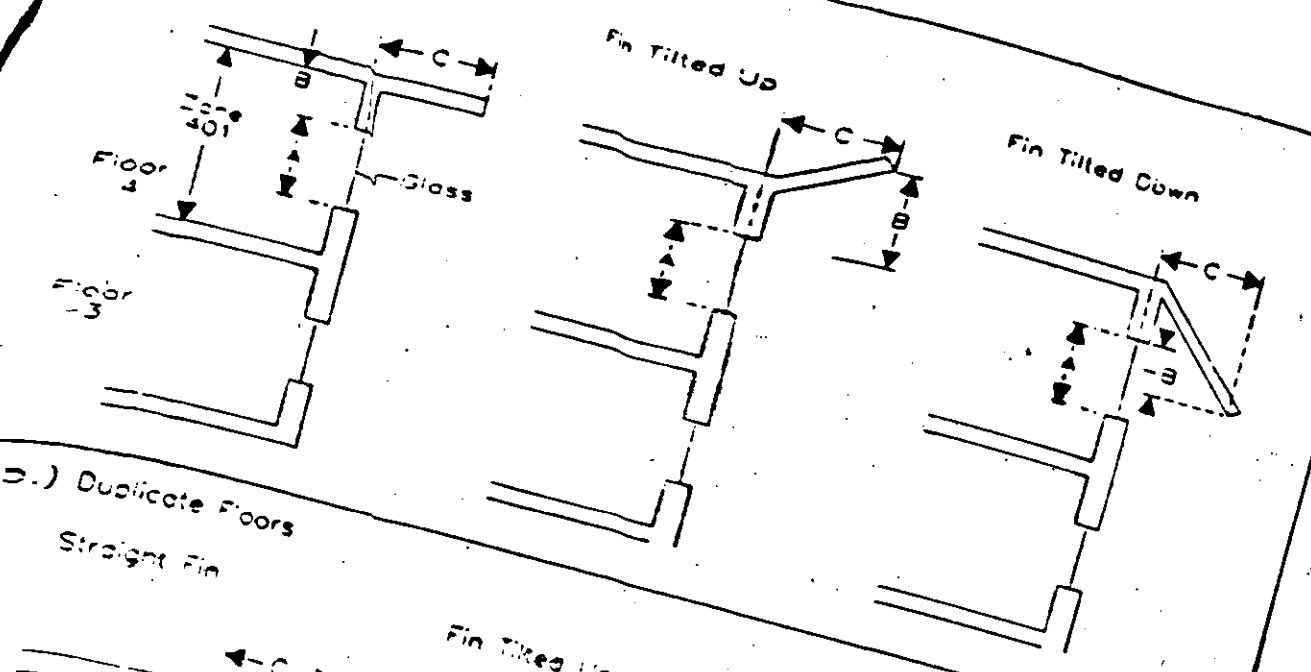


Figure 4.38 Definition of Overhang Shading (Continued)*

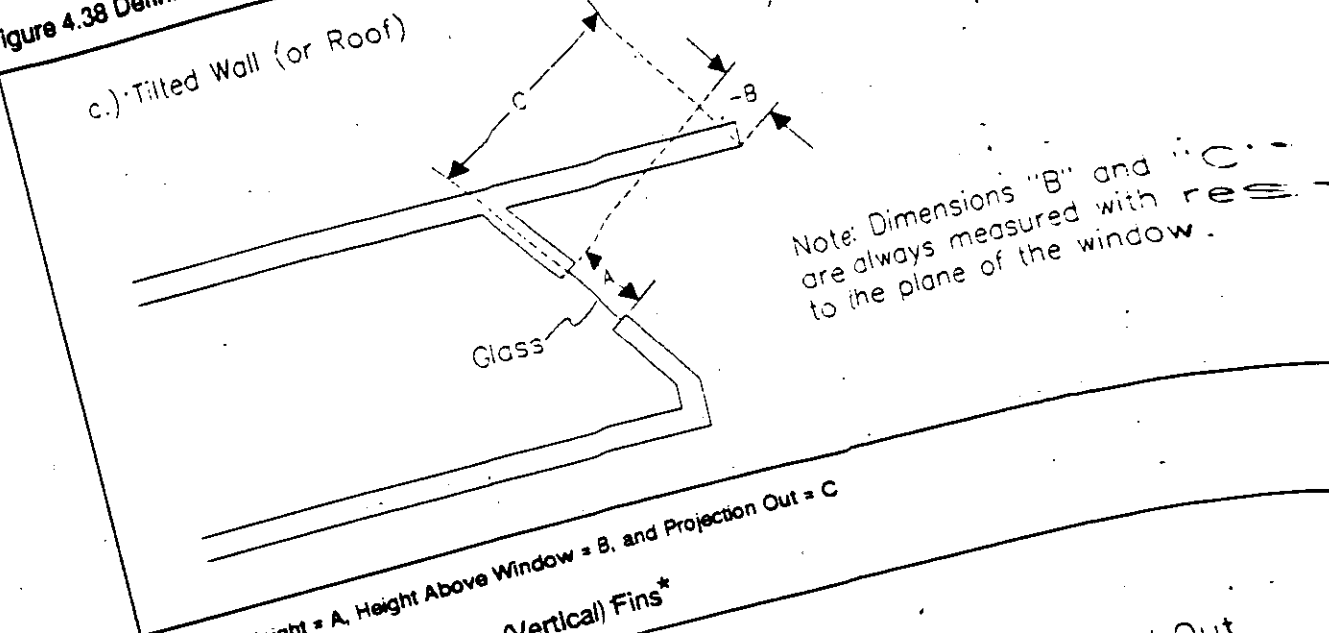


Figure 4.39 Definition of Side (Vertical) Fins*

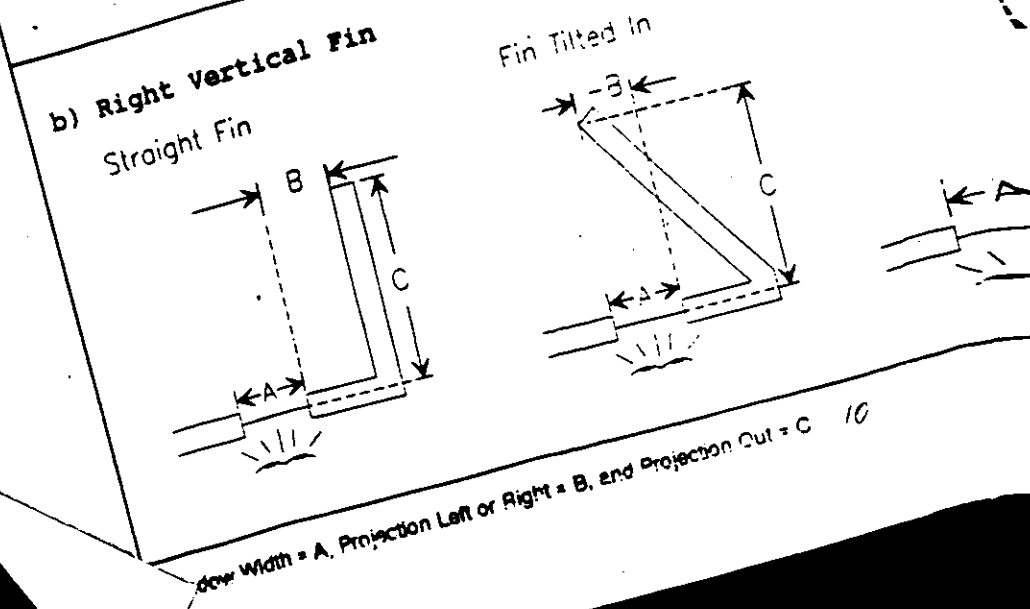
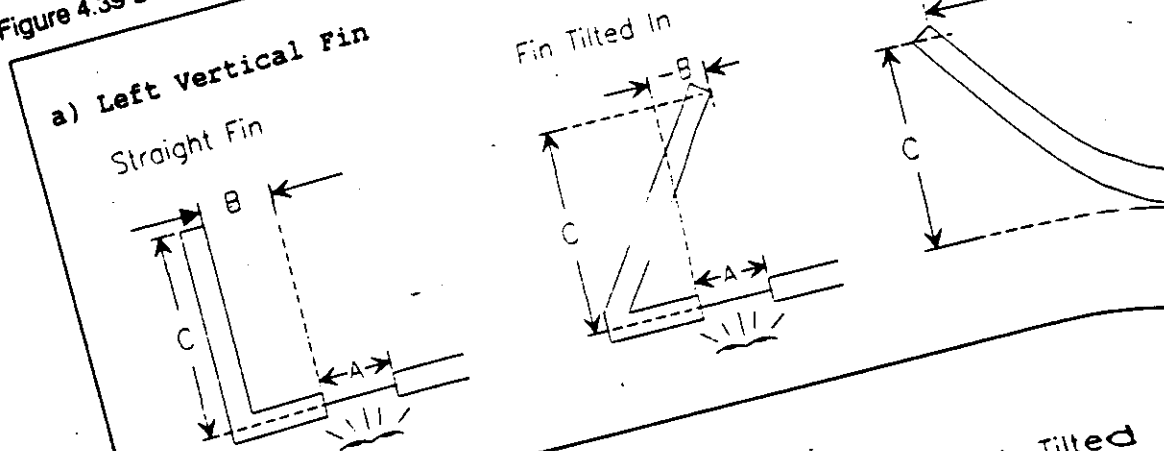
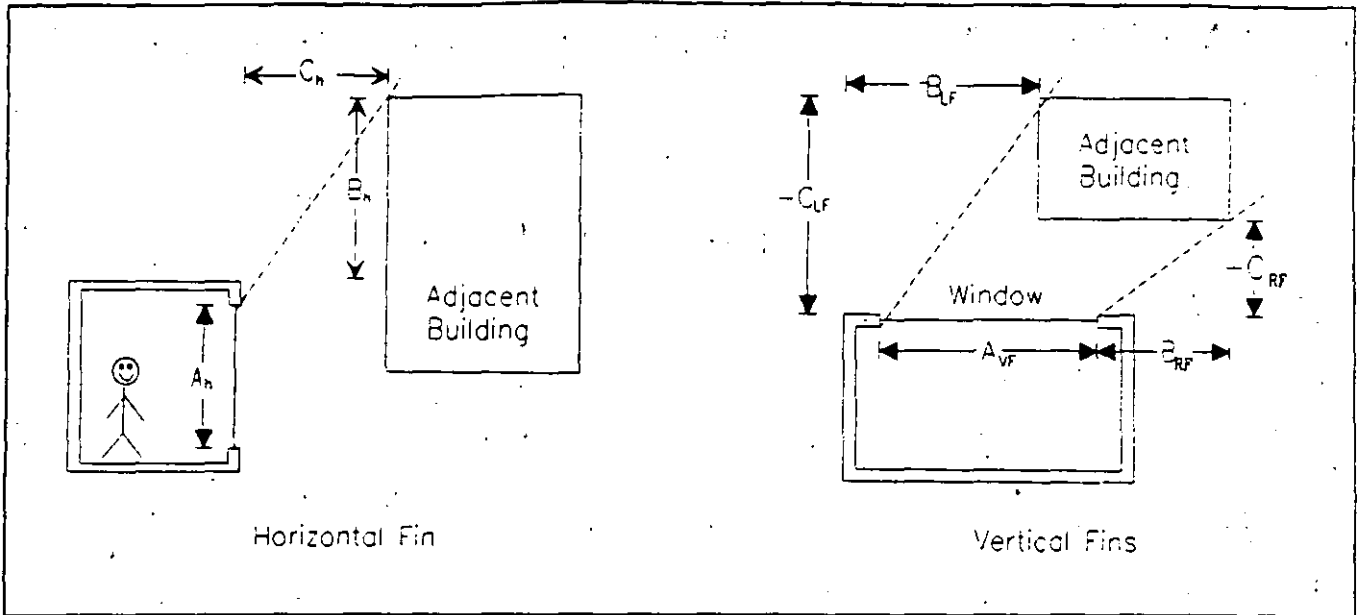


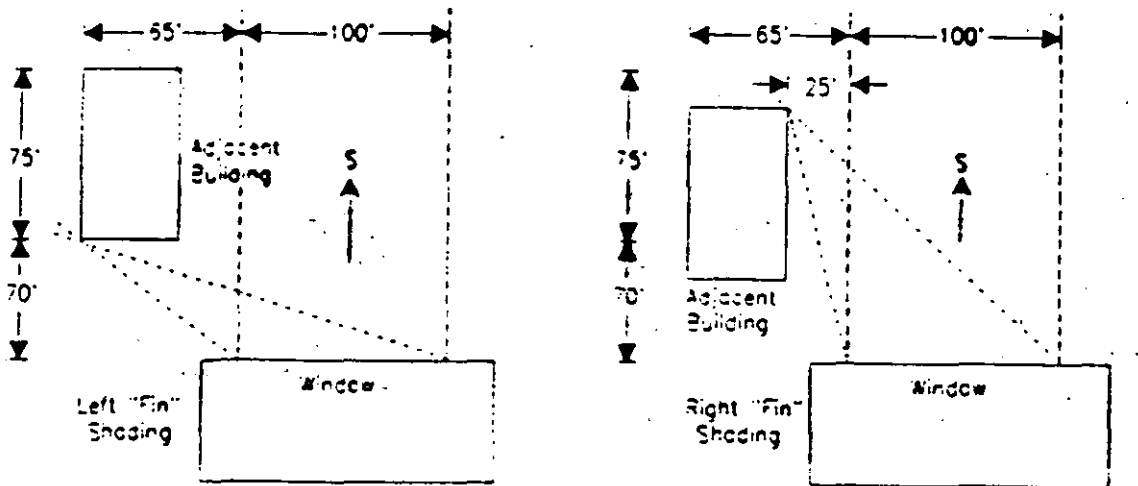
Figure 4.40 Adjacent Building Description*



*Horizontal Fin Dimensions: Window Height = A_h , Height Above Window = B_h , and Projection Out = C_h
 Vertical Fin Dimensions: Window Width = A_{VF} , Projection Left = B_{LF} , and Left Projection Out = C_{LF} , Projection Right = B_{RF} , and Right Projection Out = C_{RF}

Figure 4.42 Adjacent Building Usage

An adjacent building is much taller but less in width than the building under study. A plan view is shown for both buildings below.



Note that the "No. of Duplicate Floors" = 5. While this affects the actual floor, wall, and glass areas, the dimensions input on the External Shading screen are not affected.]

Room No.	Zone Ref No.	Room Description	---Floor Dimen--- Length	Width	Acous. Ceiling R-Val	Floor-Floor Height	Duplic Floor Multp	Duplicate Multipl Flr Rra
20	101	F1r 1-3 S	30	15				3 5
20	401	F1r 4 S	30	15				1 5

Room No.	Wall No.	---Wall Dimen--- Length	Height	Wall U-Val	Constr Type	Wall Direc	Wall Tilt	Wall Alpha	GrReflec Multp
24	M	1	12		92				
24	101	30				180			
24	401	30				180			

Room No.	Wall No.	---Glass Dimen--- Length	Height	% of # of Windows	Glass U-Val	Shading Coeffic	--Shading Type-- External	Internal	%Solar To RA
25	M	1	30	6	0	1.0	.83		
25	101			1			3		
25	401			1			3		

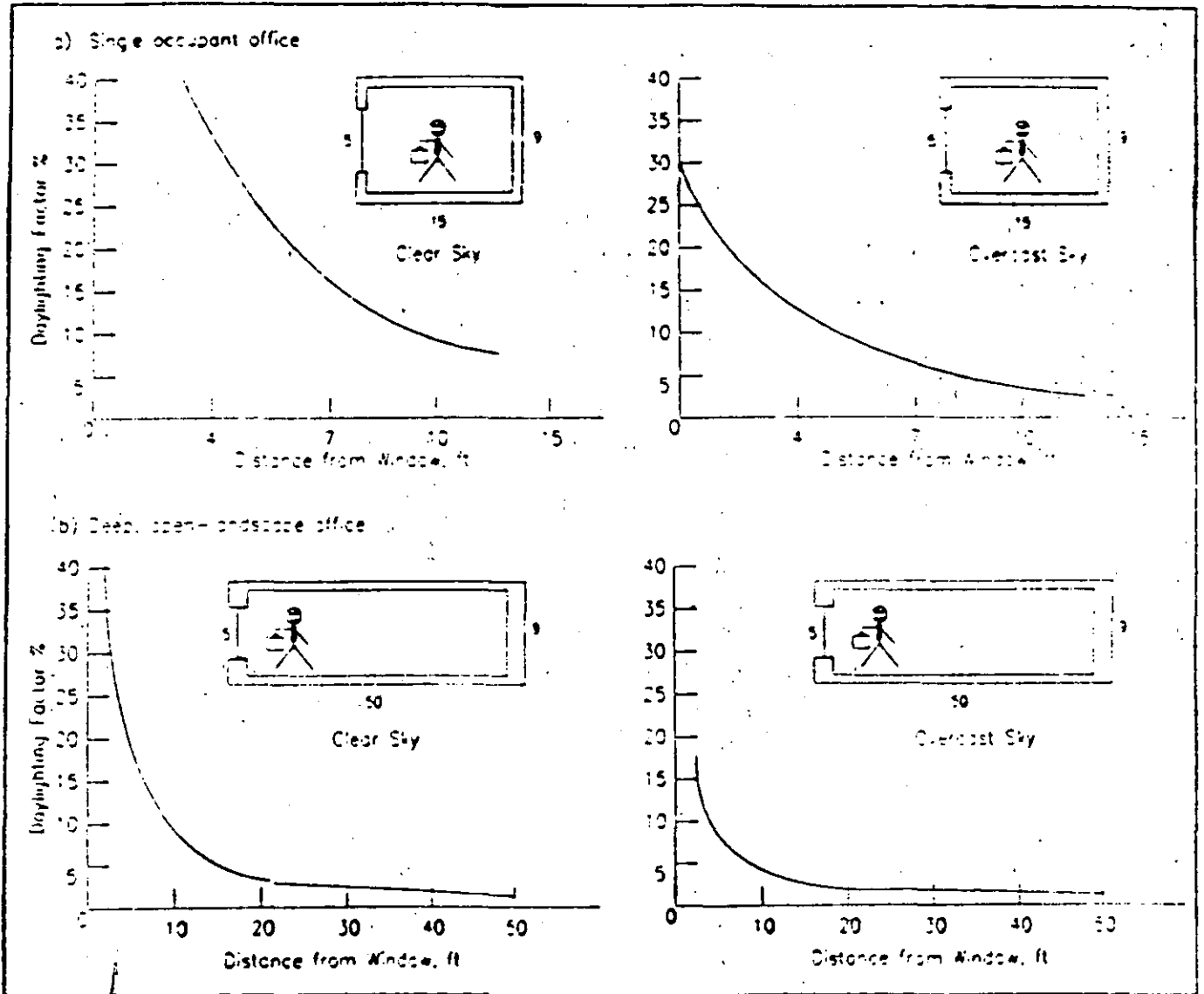
Ext Shad Type	-----Overhang-----			-----Vertical Fins-----					Adj Bldg Flag
	Glass Height	H:Abov Glass	Proj Out	Glass Width	---LEFT FIN--- ProjL	ProjOut	---RIGHT FIN--- ProjRt	ProjOut	
33	3			100	65	70	-125	145	YES

deep, landscape-type zone pictured in Figure 4.50b is only an illustration: a daylighting perimeter depth greater than 3 times the floor-to-ceiling height is generally not recommended.)

It is important to realize that the Reference Point Geometry, including the aspect ratios, do not need to represent the exact glass dimensions, especially if part of the window is obstructed or if the field of view of the sensor is less than the actual length of the window.

WARNING: the aspect ratios should never be less than .1 or greater than 20. Refer to Figures 4.50-4.51 for examples of suggested daylighting geometries for various building/zoning configurations.

Figure 4.50 Daylighting Factor as a Function of Reference Point Distance



Field 9. Reference Point Height, REFHT

Enter the Reference Point's Height above the floor surface in units of ft [m]. Default = 2.5 ft. This represents the vertical height above the floor at which the occupant's material being viewed is located (such as papers being read from a desktop). See Figure 4.51.

Field 9. Return Fan Motor Location

A location flag is available to indicate where the heat is given off by the return fan motor. However, even though the waste heat from the fan motor is eliminated or moved to a different airstream by this flag, the fan blades still generate waste heat by converting mechanical to kinetic energy, and the supply air stream itself generates heat as its kinetic energy is dissipated into heat via friction.

OMIT. A flag of OMIT means that no supply fan motor heat will be added to either airstream.

RETAIR. A flag of RETAIR (Default) puts the supply fan motor in the return airstream.

SUPPLY. A flag of SUPPLY puts the supply fan motor in the supply airstream.

Field 10. Supply Duct Heat Gain

Enter the estimated supply duct heat temperature difference in deg F [C] due to heat pickup by the ductwork. This represents the increase in temperature of the supply air as it travels through the supply air duct due to conduction heat transfer through the walls of the supply duct. DO NOT include any temperature increase due to friction since this is accounted for in the supply fan heat calculations. Also DO NOT use this field if the VARITRANE Duct Design Program is to be flagged for duct heat pickup for the trunk ducts using airflows from this program.

Field 11. Supply Duct Location

OTHER. If the supply duct is not located in the return air stream, enter the duct location flag as OTHER.

RETAIR. (Default) Indicates that the supply duct is located in the return air stream, thus reducing the return air stream's temperature.

Field 12. Return Air Path

Enter the path that the return air is routed through using one of the acronyms from Table 5.8. In all cases the return air stream eventually passes through the return/outside air deck, ROADK. See Figure 5.9.

Table 5.8 Return Air Path Acronyms

Acronym	Description
CORRIDOR	Return air routed through corridor
DUCTED	Return air routed through the return air duct
PLENCORR	Return air is first routed through the plenum and then through the corridor.
PLENUM	Return air routed through the plenum
ROOMDK	Return air equals the dry bulb temperature

CORRIDOR. The return air is routed directly into a corridor or airshaft and completely bypasses the plenum.

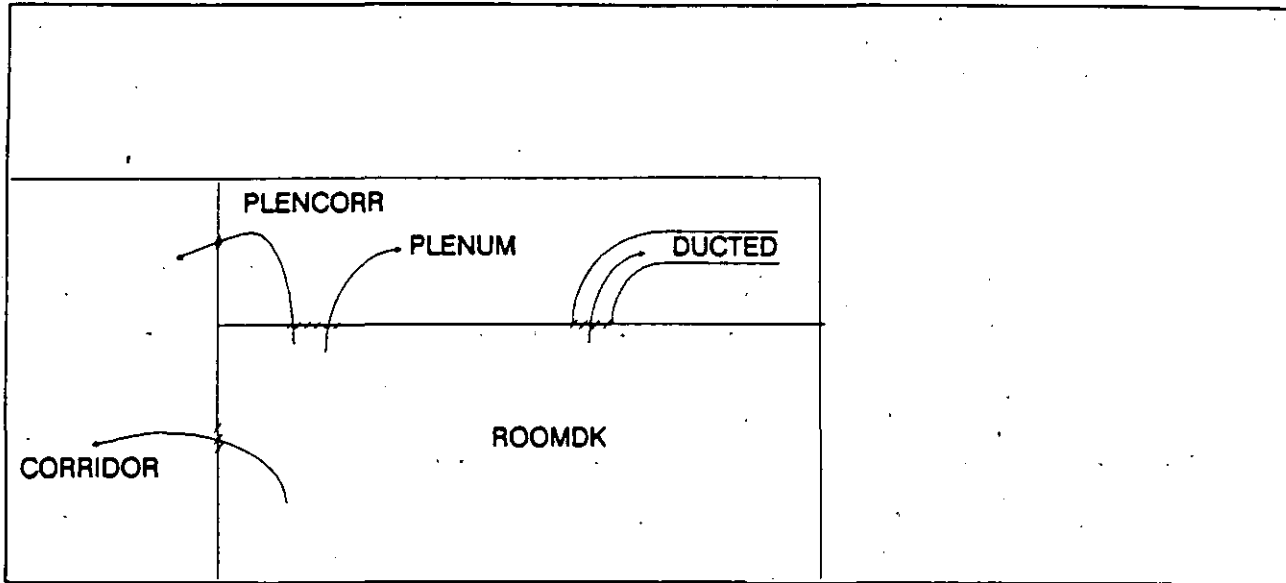
DUCTED. If the return air is DUCTED it will pickup only the portion of the lighting load assigned to return air and then only if the lighting type is ASHRAE4 (return air ducted through lighting fixtures), RECFL-RA, or RECFL-RS.

PLENCORR. The outside air is first dumped into the plenum and then returns back through the corridor (or airshaft) to the cooling coil(s).

PLENUM. If the return air is routed through the PLENUM, it can then pick up any heat from the roof, wall and lights assigned to return air although a portion of this plenum load may conduct back out of the plenum into the room or outdoors.

ROOMDK. The return air conditions are equal to the room conditions, i.e., room air is recirculated through the main coil.

Figure 5.9 Possible Return Air Paths



Chapter 4 EQUIPMENT OUTPUT

Figure 4.1 Example of Equipment Output menu

<p>MAJOR REPORTS:</p> <ul style="list-style-type: none"> <input type="checkbox"/> MONTHLY ENERGY CONSUMPTION <input type="checkbox"/> EQUIPMENT ENERGY CONSUMPTION <input type="checkbox"/> UTILITY PEAK CHECKSUMS <input type="checkbox"/> CALIFORNIA TITLE 24 COMPLIANCE 	<p>SUB-REPORTS:</p> <p>Report is not sub-divided</p>
<p>F1 Help Move Cursor Del delete F8 Options F9 View F10 Print Esc</p>	

Figure 4.2 Example of Monthly Energy Consumption report

MONTHLY ENERGY CONSUMPTION						
	1	2	4	5	7	8
Month	ELEC On Peak (kwh)	ELEC Off Peak (kwh)	DEMAND On Peak (kW)	DEMAND Off Peak (kW)	GAS (Therm)	WATER (1000 G1)
Jan	251,956	174,183	1,558	1,818	10,160	0
Feb	275,103	154,180	2,188	2,189	7,940	0
March	329,654	195,890	2,168	2,168	6,401	0
April	372,257	176,372	2,767	2,756	1,510	309
May	463,481	227,907	2,685	2,857	129	842
June	486,700	233,522	3,011	2,977	129	1,000
July	459,298	222,466	3,043	3,009	118	971
Aug	459,250	241,352	2,959	2,934	135	980
Sept	403,080	205,727	2,886	2,847	289	628
Oct	334,706	180,452	2,752	2,725	894	182
Nov	263,416	160,787	2,188	2,188	4,685	7
Dec	283,211	171,271	2,189	2,189	12,924	0
Total	4,451,113	2,345,109	3,043	3,009	45,312	4,920

9 Building Energy Consumption = 72,205 (Btu/Sq Ft/Year)	Floor Area = 384,000 (Sq Ft)
10 Source Energy Consumption = 193,817 (Btu/Sq Ft/Year)	

Figure 4.3. Example of Equipment Energy Consumption report

----- EQUIPMENT ENERGY CONSUMPTION -----														
Ref. Num.	Equipment Code/Name	Util. Desc.	Monthly Consumption											
			Jan.	Feb.	Mar.	Apr.	Aug.	Sep.	Oct.	Nov.	Dec.	Total		
0	LIGHTS	ELEC	218,124	205,770	235,086	208,352	235,086	208,352	226,605	208,352	208,885	2,616,176		
		PK	921.6	921.6	921.6	921.6	921.6	921.6	921.6	921.6	921.6	921.6		
1	MISC LD	ELEC	154,453	145,705	166,464	147,533	166,464	147,533	160,458	147,533	148,447	1,853,038		
		PK	652.8	652.8	652.8	652.8	652.8	652.8	652.8	652.8	652.8	652.8		
BASE UTILITY														
1		HTG LOAD	103	98	112	98	112	98	108	98	98	1,240		
		PK	0.5	0.5	0.5	0.5	0.5	0.5	0.5	0.5	0.5	0.5		
3-STAGE CENTRIF >200 TONS														
1	EQ100BL	ELEC	0	0	0	34,120	113,681	69,071	22,191	1,310	3	571,932		
		PK	0.0	0.0	0.0	344.5	546.2	464.0	329.5	105.6	105.6	620.3		
COOLING TOWER FANS														
1	EQS100	ELEC	0	0	0	12,799	25,444	21,749	10,685	757	81	142,364		
		PK	0.0	0.0	0.0	100.7	100.7	100.7	100.7	47.3	27.0	100.7		
COOLING TOWER FANS														
1	EQS100	WATER	0	0	0	309	980	628	182	7	0	4,920		
		PK	0.0	0.0	0.0	3.3	4.4	3.9	3.1	0.4	0.0	4.7		
CHILLED WATER PUMP C.V.														
1	EQS001	ELEC	0	0	0	9,412	15,265	13,274	9,292	965	181	90,365		
		PK	0.0	0.0	0.0	60.3	60.3	60.3	60.3	60.3	60.3	60.3		
CONDENSER WATER PUMP C.V.														
1	EQS010	ELEC	0	0	0	11,335	18,383	15,985	11,190	1,153	218	109,426		
		PK	0.0	0.0	0.0	72.7	72.7	72.7	72.7	72.7	72.7	72.7		
CONTROL PANEL & INTERLOCKS														
1	EQS300	ELEC	0	0	0	156	253	220	154	16	3	1,506		
		PK	0.0	0.0	0.0	1.0	1.0	1.0	1.0	1.0	1.0	1.0		



4.3 UTILITY PEAK CHECKSUMS

The Utility Peak Checksums report is useful in deciding which piece of equipment is responsible for what portion of the electrical demand charges and thereby decide how to better manage the building operation.

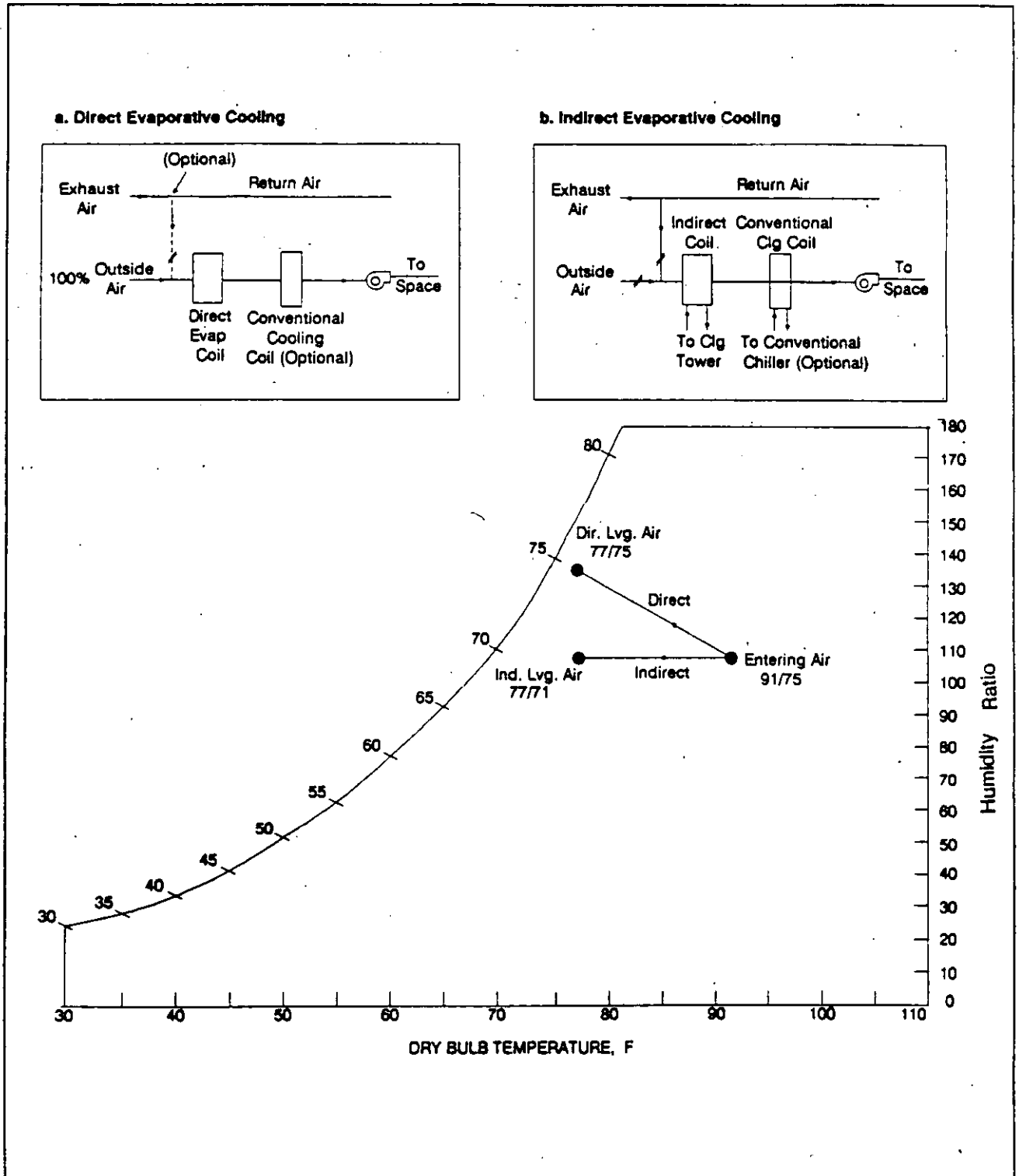
Figure 4.4 Example of Utility Peak Checksums report

----- UTILITY PEAK CHECKSUMS -----					
Utility ELECTRIC DEMAND					
Peak Value 3,042.6 (kW)					
Yearly Time of Peak 15 (hr) 7 (mo)					
Hour 15 Month 7					
Eq. Ref. Num.	Equipment Code Name	Equipment Description	Utility Demand (kW)	Percent Of Tot (%)	
Cooling Equipment					
1	EQ100BL	3-STAGE CENTRIF >200 TONS	854.9	28.10	
Sub Total			854.9	28.10	
Heating Equipment					
1	EQ2003	GAS WATER TUBE HOT WATER	24.6	0.81	
Sub Total			24.6	0.81	
Air Moving Equipment					
1		SUMMATION OF FAN ELECTRICAL DEMAND	568.7	19.35	
Sub Total			568.7	19.35	
Cogeneration Equipment					
Sub Total			0.0	0.00	
Miscellaneous					
Lights			921.6	30.29	
Base Utilities			0.0	0.00	
Misc Equipment			652.8	21.46	
Sub Total			1,574.4	51.74	
Grand Total			3,042.6	100.00	

In all of the above economizer controls, the economizer will modulate to lesser outside air quantities whenever the mixed air dry bulb falls below the desired supply air dry bulb temperature. When the mixture air temperature falls below the control point temperature, the economizer throttles the quantity of outdoor air.

Remember that the economizer schedule will override the outside air schedules even when the outside air schedules indicate zero percent or if outside air has been locked off for a particular hour.

Figure 6.11 Psychrometrics and schematic diagrams for direct and indirect evaporative cooling

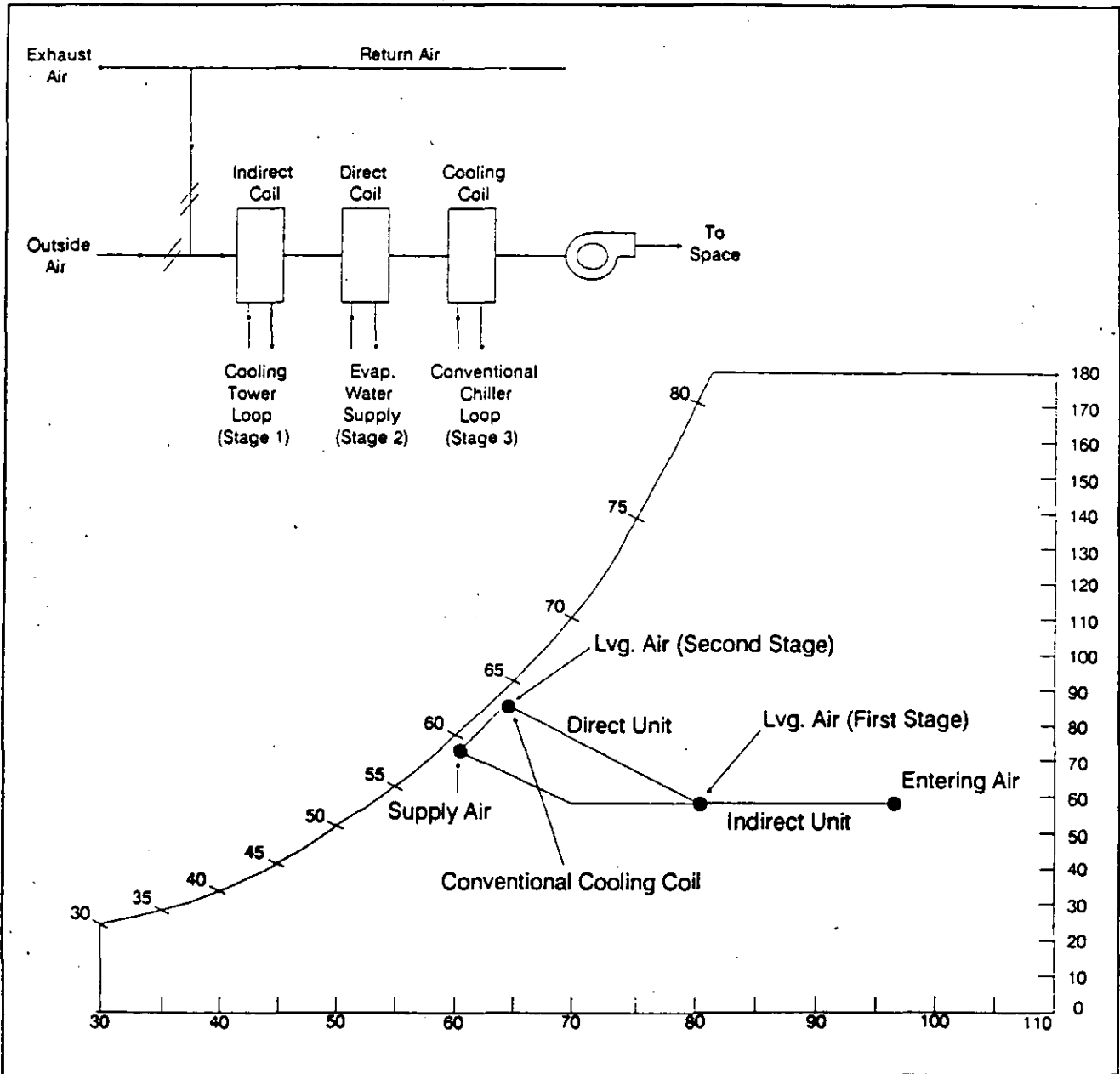


6.3.4 Evaporative Cooling of Supply Air

Two types of evaporative cooling of supply air are available to the user, direct and indirect. The capability of both evaporative coolers is determined by the degree to which the dry bulb temperature exceeds the wet bulb temperature of the primary airstream.

In the direct evaporative mode, cooling of the entering airstream is accomplished by a spray coil or wetted media which evaporates water into the entering airstream. The amount of heat removed from the air equals the amount of heat absorbed by the water evaporated as heat of vaporization. Only a portion of the water in contact with the air evaporates; when equilibrium is reached the circulated water will approach the wet bulb temperature of the entering air. The process is assumed to fall on a line of constant enthalpy, which is coincidental with a line of constant wet bulb; thus, while the process results in a lower dry bulb temperature, the moisture content of the

Figure 6.12 Psychrometrics and schematic diagram for a three-stage evaporative cooling system



leaving air is higher than that of the entering condition. See Figure 6.11. 20

If necessary, the length of the duty cycle is automatically reduced if the room temperature swings outside the thermostat setpoints. This is pictorially represented in Figure 6.15.

Further temperature compensation is possible using the Lockout screen of the duty cycling schedule to offset the temperature setpoint by a couple of degrees with logic statements of the type:

Reset utilization percent to : 100 whenever any of the following are true:

Lockout			Optional Offset			
Type	Op	Value	Type/Units	Value	Units	
: RMDB	: >	:	: CSTAT	+ : 3	: DEG-F	
: RMDB	: <	:	: HSTAT	+ : -3	: DEG-F	

Humidity compensation is not automatic; however, this feature can be added by using the Lockout screen of the duty cycling schedule with logic statements of the type:

Reset utilization percent to : 100 whenever any of the following are true:

Lockout			Optional Offset			
Type	Op	Value	Type/Units	Value	Units	
: RMRH	: >	:	: DSRMRH	+ : 20	: PERCENT	
: RMRH	: >	: 65	: PERCENT	+ :	:	

6.3.10 Exhaust air heat recovery

Sensible and latent heat recovery cycles for exhaust air are options which can be input in the systems Simulation Phase of the program. There are separate input fields for each efficiency. This efficiency is held constant over the entire range of operation.

Neither type of heat recovery cycle is dependent upon the other's characteristics. Therefore, each can be input separately (e.g., coil heat recovery loop) or in combination (e.g., heat wheel). Typical efficiencies fall in the range 50-60% for both sensible and latent heat recovery systems.

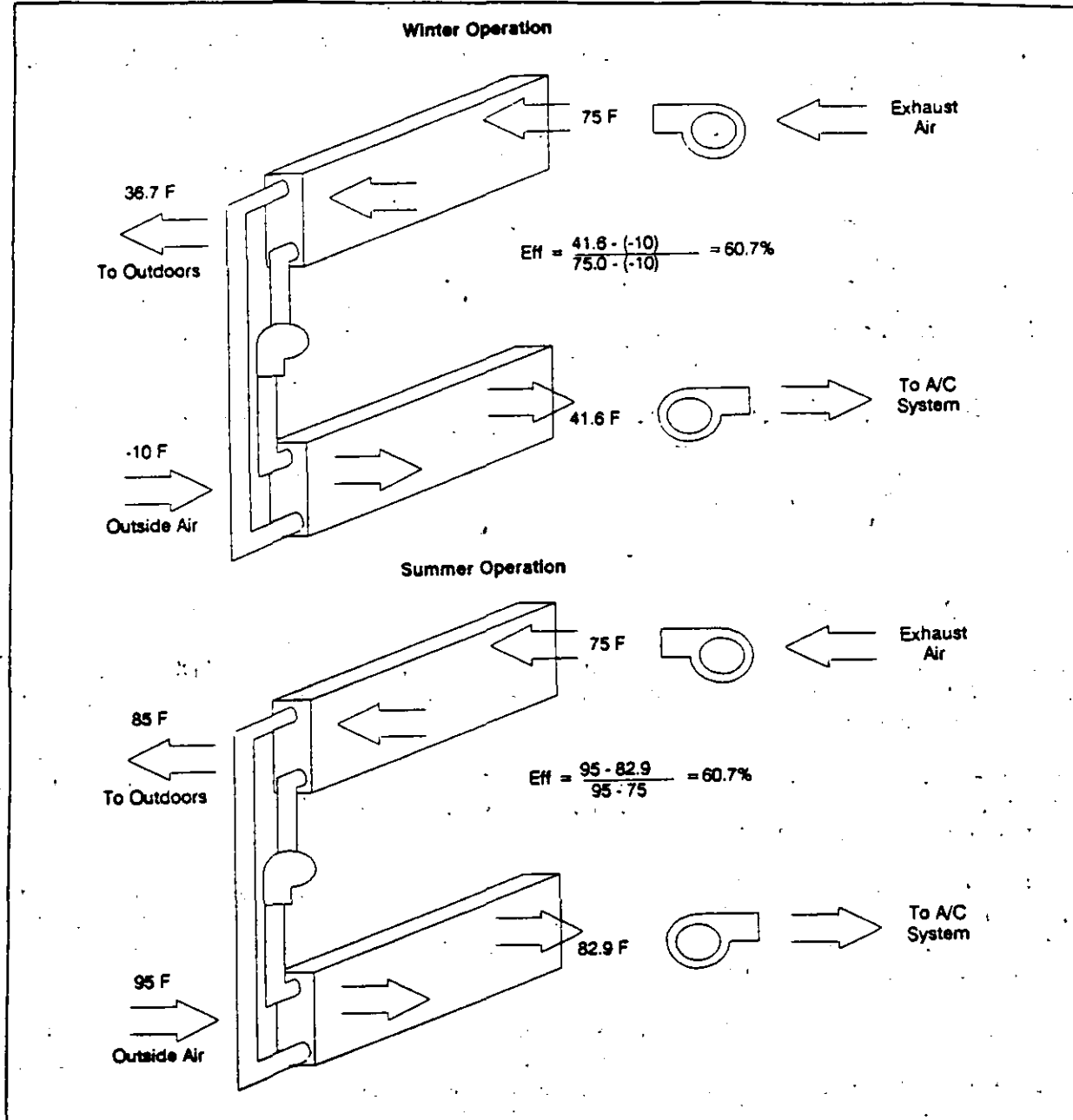
Use of heat recovery loops cannot be assigned seasonally. The program will assume year-round operation. For example, during summertime operation (see Figure 6.16), the cycle will usually help lower the total heat of the incoming outside air. This could be sensible relief, latent relief, or the combination, depending directly upon the exhaust air heat recovery type selected.

The same concept is applicable for the winter operation except the cycle will raise the conditions of the incoming outside air. The only exception to this is the occasion when making full utilization of the cycle raises the outside air dry bulb temperature to a level higher than the supply air dry bulb cooling of the system. In this case, it is assumed the cycle would be slowed down to maintain the control set point.

The user should also consider the effect of the additional static pressure imposed on the system by the heat recovery cycle. The additional static pressure should be reflected in the static pressure input for the supply and return or exhaust fans. If an outside air economizer is used in conjunction with the exhaust air heat recovery cycle, the heat recovery cycle will not be operational unless the economizer has the outside air dampers at their minimum position.

The Design Phase of the program does not take into consideration the benefits of the exhaust air heat recovery cycle when designing the system. The option of taking credit for this benefit is left to the system designer. The advantage of the exhaust air heat recovery cycle can be determined by an analysis of the system load profiles shown in the appendix of the TRACE 600 output.

Figure 6.16 Example of exhaust air heat recovery operation



6.4 Miscellaneous system topics

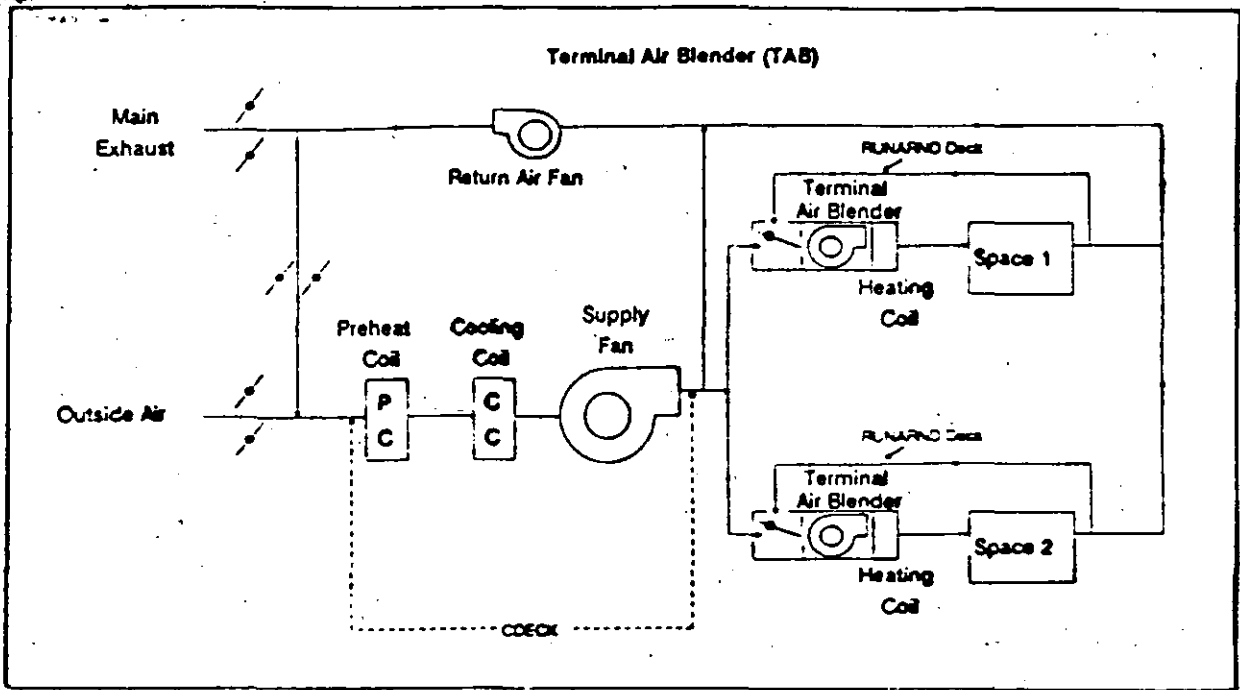
6.4.1 Main vs Auxiliary Systems

Any TRACE 600 system type may be composed of a main and/or an auxiliary subsystem.

The "main" system (this was referred to as the "primary" system in previous versions of TRACE) will try to maintain the room temperature between the heating and cooling thermostat setpoints. Any lighting, miscellaneous, or roof load assigned to return air can only be handled by the main system; however, if there is no return airflow during a particular hour, the return air load becomes a space load and may be handled by either the main or auxiliary system. Only a main system is allowed to mix return air with outside air and only the main system can have two fans, one for cooling and one for heating. Only a main system can have its fans duty cycled and have the ability to have temperature and humidity compensation controls.



Figure 6.40 Schematic of Terminal Air Blender system (TAB)

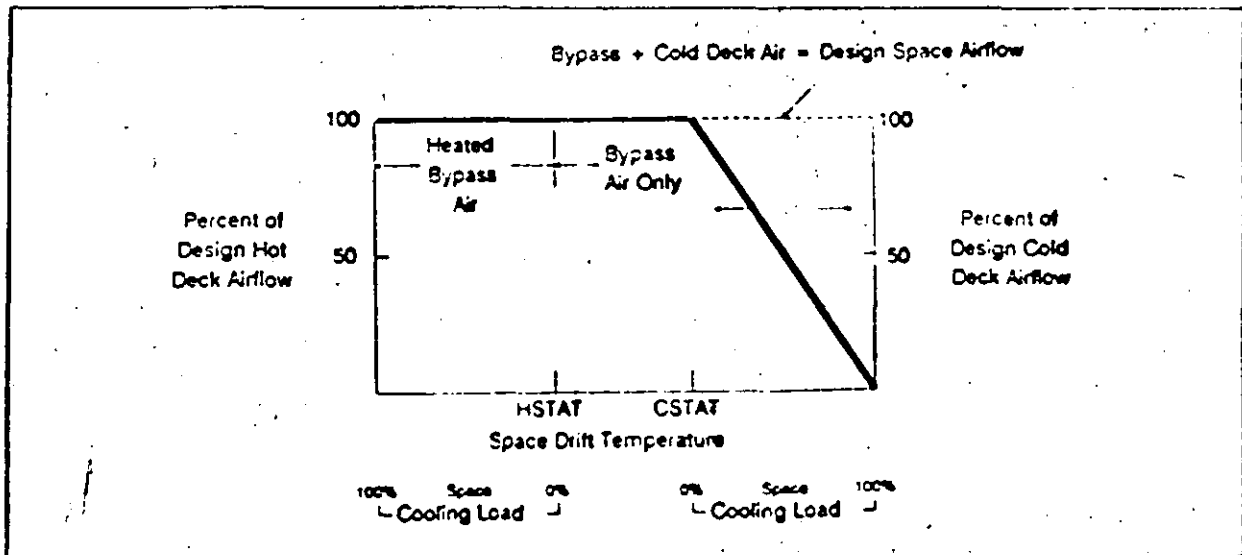


6.5.2.5 Terminal Air Blender

System Description

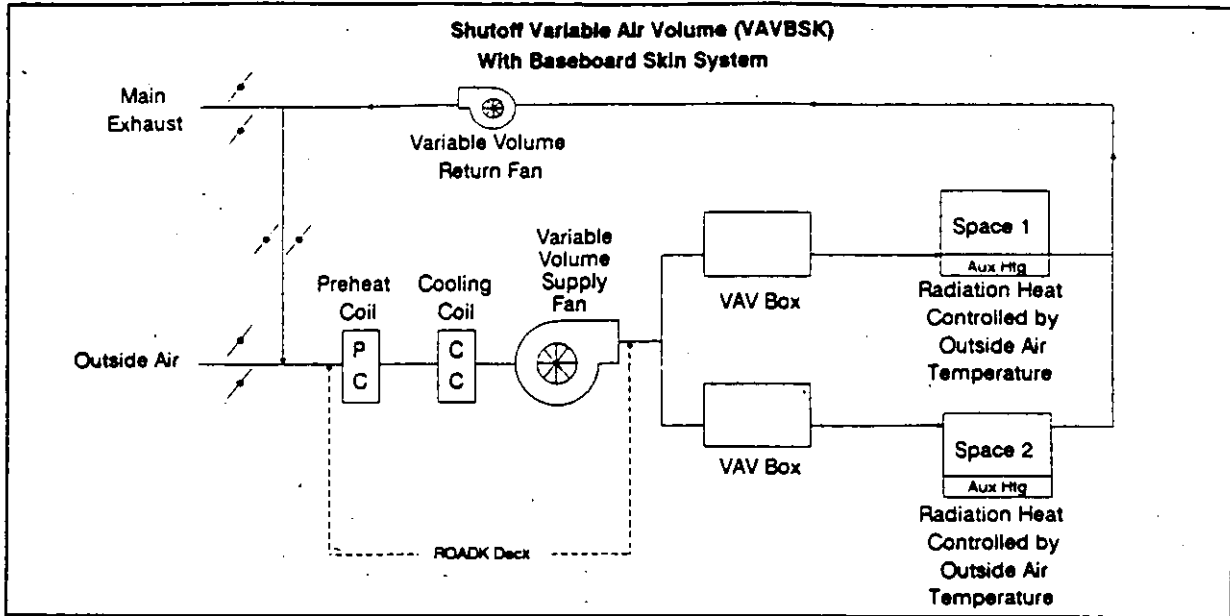
A schematic of a terminal air blender system (TAB) is shown in Figure 6.40. The design is block tons and peak air. A list of general system characteristics is given in Appendix A.

Figure 6.41 TAB mixing box reaction to drift temperature



This system is composed of a central, constant volume fan located on the cold deck which delivers conditioned air to each room's terminal air blender (TAB) unit. The TAB unit is located in the plenum above each room; by convention this is referred to as the runaround deck since it receives air only from the plenum. Part of the cold deck air will bypass the TAB unit at cooling part load conditions, the unused cold deck air being re-routed back to the ROA deck. This means that the air returned to the central air handler is a mixture of cold deck bypass air and return air from the plenum above the rooms.

Figure 6.56 Schematic of Variable Air Volume system with OA-controlled baseboard skin heating (VAVBSK)



6.5.3.9 VAV With Baseboard Skin Heating System

System Description

A schematic of the variable air volume with baseboard skin heating system (VAVBSK) is shown in Figure 6.56. The design heating capacity is sized to meet the maximum building skin heating load (where skin load is defined as the conduction heat gain/loss associated with the wall, glass, partition, and exposed floor areas). The main system fan and associated cooling coil are sized according to the block cooling load. A list of general system characteristics is given in Appendix A.

This system is composed of a variable volume fan located on the cold deck that supplies conditioned air to each room's VAV box. The individual rooms see a variable air quantity proportional to the cooling load. Return air is drawn from a common return air plenum where loads to return air are picked up from all rooms and brought back to the ROA deck for mixing with outside air. The baseboard radiation heating units are located in each room.

System Simulation

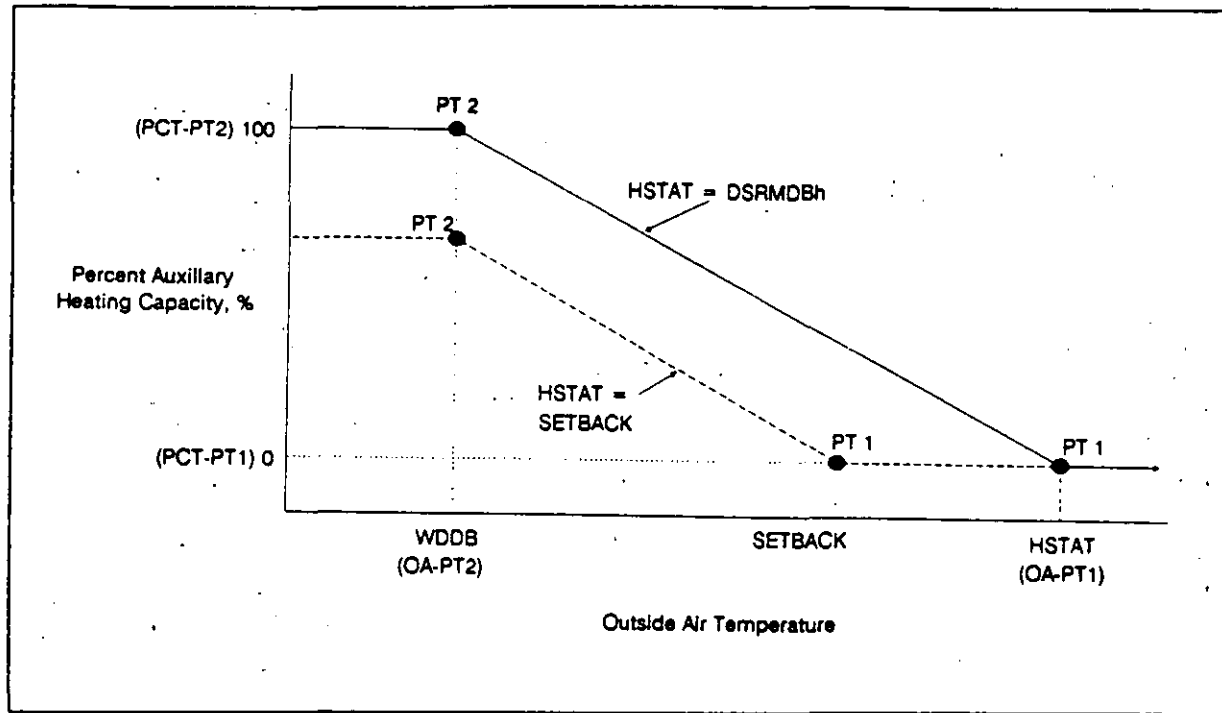
The simulation begins by calculating what effect the operation of the OA-controlled baseboard unit will have on the room's drift temperature. The heat output of the baseboard unit is determined solely by the outdoor air reset schedule. The default reset schedule (see Figure 6.57) assumes that the output of the baseboard units is proportional to the room-heating-thermostat-to-outside-air temperature difference. During hours of night or weekend setback (when HSTAT = SETBACK), the baseboard heating output is modulated downward proportionally to the amount of degrees setback from the daytime heating setpoint. The heat output of the OA-controlled baseboard unit, in effect, adds an additional heat gain to the space to counteract the conduction heat loss.

When the drift temperature rises above this hour's cooling thermostat set point, the VAV box opens and delivers a proportionate quantity of supply air to the space. ~~the~~, only enough cool supply air is added to bring down and maintain the room at this hour's cooling thermostat setpoint. As long as the room drift temperature is below the cooling thermostat setpoint this hour, the VAV box is fully closed. While the drift temperature is within the dead band region, there is no air movement and absolutely no cooling can be provided by the main system VAV box.

Should the skin heating system not supply enough heat to satisfy the space heating load, the drift temperature will fall below this hour's heating thermostat setpoint.

Note that shutting off mechanical cooling does not shut off the VAV supply fan; if the fan schedule reads 1% or greater the supply fan will modulate accordingly, supplying

Figure 6.57 Default outside air reset schedule assumed for VAVBSK system



untreated return/outside air to the terminal boxes that are open. However, if the supply fan is scheduled off for a particular hour, no mechanical cooling is possible.

System Options

1. **Outside Air.** The value of minimum outside air introduced into the ROA deck nominally follows the outside air schedule input in the system phase. The amount of outside air introduced into the cold deck may be greater than the minimum ventilation if an outside air economizer or nighttime purge is activated this hour.

In addition, the amount of outside air brought into a particular room is a function of how much cold deck air is needed by the room. If, for example, the drift temperature is below the cooling thermostat, the cold deck is closed and no outside air can be admitted (unless a reheat minimum has been specified). When the drift temperature is above the cooling thermostat, a proportional amount of outside air is admitted into the space.

If the main cooling fan is scheduled at zero percent for a particular hour, no ventilation airflow can be delivered to any of the rooms.

2. **Supply Fan Controls.** The cooling supply fan (entered as the main cooling fan) is available whenever the schedule reads 1% or greater. Its energy consumption will be proportional to the system cooling load for that hour. The supply fan may not be duty cycled during the cooling mode.

3. **Discriminator.** Discriminator control can be used to reset the cold deck temperature upward based on the worst case cooling room.

4. **Reset Schedule.** Both the cold deck temperature of the main system and the heat output of the auxiliary baseboard unit can be reset by an outside air reset schedule. The cold deck default reset schedule assumes a constant cold deck temperature for all ranges of outside air temperature. The heat output of the auxiliary baseboard unit is based on the outside air reset schedule shown in Figure 6.57.

7.1.1.2 Part Load Cooling Performance

Each hour of the year, a demand for cooling, $EQCOOL_c$, is read from the file created in the System Simulation Pt. This demand is compared to the design cooling capacity, producing a fraction of full load. This part load ratio, X , defined as:

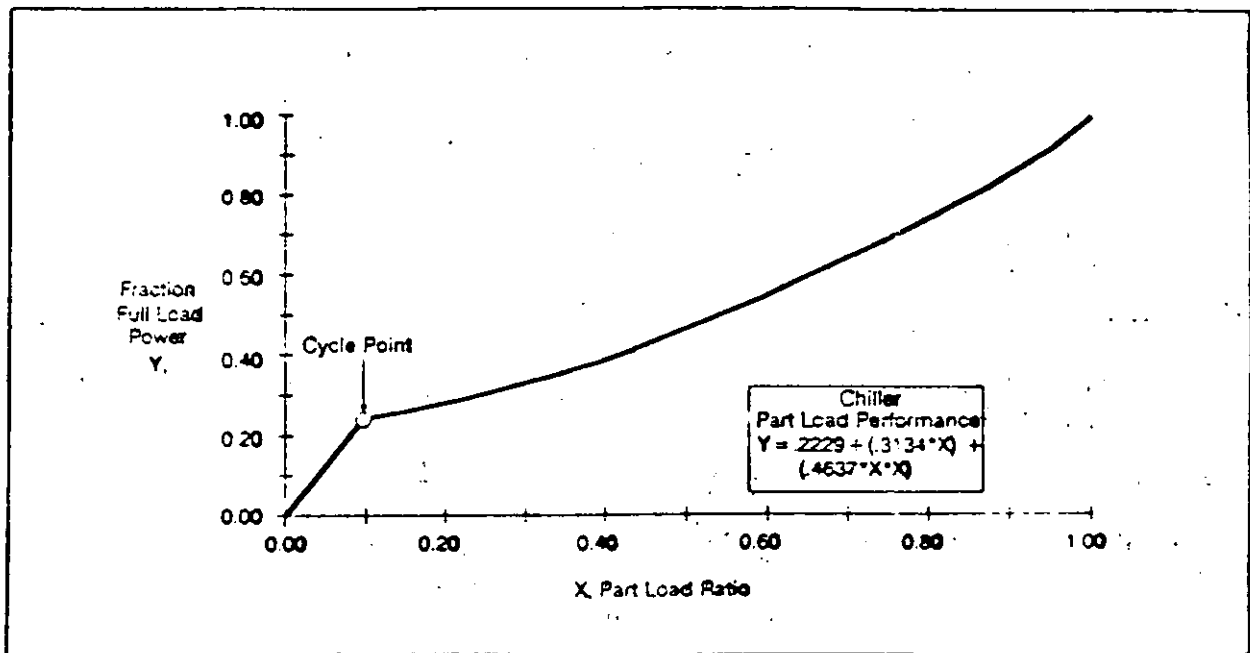
$$X = EQCOOL_c / DSCAP_c$$

<7.4a>

The library file for each piece of cooling equipment contains a part load energy curve which expresses the percentage of full load tons versus percentage of full load power. Substituting the load ratio into the part load curve gives the fraction of full load power drawn to satisfy the cooling load. This part load energy curve may be either in the form of a polynomial or a step function.

POLYNOMIAL

Figure 7.2 Example of a Chiller Polynomial Unloading Curve



If expressed as a polynomial (see Figure 7.2), the unloading curve takes the form:

$$Y = a + bX + cX^2 + dX^3 + eX^4$$

<7.5a>

Variable	Description	Reference
X	Part load ratio, decimal	EQ 7.4
Y	Fraction of full load energy consumption, decimal	EQ 7.5

where the coefficients "a" through "e" describe a polynomial curve for the piece of cooling equipment (as defined in the Cooling Equipment Library file).

The energy consumption at part load (before ambient modification) is calculated by multiplying the full load performance by the fraction of full load energy consumption.

$$EPL_c = FLKWh_c * Y * \Delta$$

<7.6a>

Variable	Description	Reference
EPL _c	Cooling equipment part load energy consumption, kWh	EQ 7.6

**DIRECTORIO DE ALUMNOS DEL CURSO
PROYECTO DE AIRE ACONDICIONADO
DEL 8 AL 19 DE JUNIO DE 1992.**

- 1.- ALATORRE MERCADO JOSE LUIS
ASESOR
GRUPO CERVANTES ALATORRE
ASTURIAS 188-BIS, COL. ALAMOS
TEL. 579 11 39 OFNA., 91 29 37 13 26 DOM.
- 2.- AVENDAÑO RODRIGUEZ ALEJANDRO
ANALISTA-SUPERVISOR
COMISION FEDERAL DE ELECTRICIDAD
RIO RODANO 14-1er. PISO, COL. CUAUHTEMOC, DELEG.
CUAUHTEMOC, TEL. 553 67 89 OFNA., 259 15 59 DOM.
- 3.- BARRUETA MAYA ROBERTO
RETORNO 704 No. 15, COL. CENTINELA, DELEG. COYOACAN
C.P. 04450, TEL. 544 67 65 DOM.
- 4.- BERROCAL GONZALEZ VICENTE
INGENIERO DE PROYECTOS E INSTALACIONES
MAQUINARIA IESA S.A. DE C.V.
PASEO DE LA REFORMA 5287, COL. CUAJIMALPA, DELEG.
CUAJIMALPA, C.P. 05000, TEL. 626 54 39 OFNA.
- 5.- BOLAÑOS LEON CARLOS
TECNICO "A"
ICA INGENIERIA
CALZ.LEGARIA 252, COL.PENSIL, TEL.399 69 22 EXT.6344 OFNA.
- 6.- CASTRO OLVERA CESAR
SUPERVISOR
MAQUINDAL S.A. DE C.V.
AV. HENRY FORD No. 331 Y 345, COL. BONDOJITO, DELEG.
G.A.MADERO, TEL. 391 88 01 DOM.
- 7.- CORDERO HERNANDEZ JESUS ARTURO
SUPERVISOR DE PRODUCCION
MAQUINDAL S.A. DE C.V.
AV. HENRY FORD No. 331 Y 345, COL. BONDOJITO, DELEG.
G.A.MADERO, TEL. 760 16 55 OFNA., 793 39 40 DOM.
- 8.- CORTEZ GONZALEZ ALFREDO V.
INGENIERO DE PROYECTOS E INSTALACIONES
MAQUINARIA IGSA S.A. DE C.V.
PASEO DE LA REFORMA 5287, COL. CUAJIMALPA, DELEG.
CUAJIMALPA, C.P. 05000, TEL. 626 54 38 OFNA.
- 9.- CHAVEZ ISLAS VICTOR MANUEL
SUPERVISOR DE SERVICIOS GRALES. A PLANTA
SIGMN, ALIMENTOS CENTRO, S.A. DE C.V.
ERNESTO PUGIBET No. 2, COL. FRACC, ING. XALOSTOC,
ECATEPEC DE MORELOS, TEL. 569 23 11 OFNA., 590 58 22 DOM.

- 10.- DURAN PEÑA LEOPOLDO
SUPERVISOR
COMISION FEDERAL DE ELECTRICIDAD
RIO ATOYAC No. 97, P.B., COL.CUAUHTEMOC, DELEG.M.HIDALGO
TEL. 553 65 35 OFNA., 557 84 35 DOM.
- 11.- ESPEJEL OLVERA JOSE DE JESUS
JEFE DEPTO. DE FALIERIA
MAQUINDAL S.A. DE C.V.
AV. HENRY FORD No. 331 Y 345, COL. BONDOJITO, DELEG.
G.A.MADERO, C.P. 07850,
TEL. 760 75 10 OFNA., 670 40 03 DOM.
- 12.- GARZA GALICIA ALEJANDRO
AYUDANTE PROF "A"
DEPTO TERMOENERGIA Y MEJORAMIENTO AMBIENTAL DE LA
FACULTAD DE INGENIERIA, UNAM
CIUDAD UNIVERSITARIA D.F.
TEL. 622 08 81 OFNA., 548 53 79 DOM.
- 13.- GONZALEZ PALESTINO JOSE JORGE
ING. DE PROCESO
COMISION FEDERAL DE ELECTRICIDAD, CENTRAL LAGUNA VERDE
CARRETERA CARDEL NAUTLA-KM 45.5, C.P. 91680
TEL. 34 02 66 OFNA.
- 14.- HERNANDEZ ROBLES JUAN ANTONIO
INGENIERO DE PROYECTOS E INSTALACIONES
MAQUINARIA IGSA S.A. DE C.V.
PASEO DE LA REFORMA 5287, COL. CUAJIMALPA, DELEG.
CUAJIMALPA, C.P.05000,TEL.626 54 37 OFNA.,761 84 20 DOM.
- 15.- HERNANDEZ VERGARA ALFREDO B.
INGENIERO CL.-20A
COMPAÑIA DE LUZ Y FUERZA DEL CENTRO
MELCHOR OCAMPO 171, COL. ANAHUAC, DELEG. M.HIDALGO
TEL. 566 99 31 OFNA.
- 16.- HERRERA MORA SIMPLICIO
AYUDANTE DE PROFESOR TIPO "A"
FACULTAD DE INGENIERIA, UNAM
CIUDAD UNIVERSITARIA, D.F. TEL. 622 08 81 OFNA.
- 17.- LOPEZ AMEZQUITA JORGE
INGENIERO EN ELECTRONICA
SERVICIOS DE ING. DE EQUIPOS DE PRECISION S.A. DE C.V.
PROL.MIGUEL QUINTANA No.90,COL.DANIEL GARZA,DELEG.MIGUEL
HIDALGO, C.P. 11830 TEL. 273 41 07 OFNA., 271 06 67 DOM.
- 18.- LOPEZ AMEZQUITA MIGUEL
INGENIERO MECANICO
SERVICIOS DE ING. DE EQUIPOS DE PRECISION S.A. DE C.V.
PROL.MIGUEL QUINTANA No.90,COL.DANIEL GARZA,DELEG.MIGUEL
HIDALGO, C.P. 11830 TEL. 273 41 07 OFNA., 271 06 67 DOM.

- 19.- LOPEZ ISLAS CARLOS
SUPERVISOR DE MANTENIMIENTO
SUNTORY MEXICANA S.A. DE C.V.
PUEBLA SUR No.1 CORREDOR IND. IXTAPALUCA, TEL.402 83 DOM.
- 20.- LOPEZ OLGUIN JORGE
COORDINADOR DE MANTENIMIENTO
COMISION FEDERAL DE ELECTRICIDAD
RIO RODANO No. 14, COL. CUAUHEMOC, DELEG. M. HIDALGO
TEL. 553 71 33 OFNA., 781 75 31 DOM.
- 21.- OLIVER SILVA BALTAZAR
JEFATURA DE PROYECTO
ACOMDAIRE
AV. LAGO MURITZ No. 29, COL. ANAHUAC, C.P. 11320
TEL. 260 06 78 y 260 03 11 OFNA., 237 29 98 DOM.
- 22.- OROZCO AGUAYO MARIO
TECNICOS DE PRUEBAS-MANTENIMIENTO
AV. PASEO ORIENTE S/N CIUDAD INDUSTRIAL IRAPUATO, GTO.
C.P. 36500, TEL. 727 27 OFNA.
- 23.- PEREZ CASTAÑEDA DANIEL
DOCENCIA Y APOYO A PROYECTOS
FACULTAD DE INGENIERIA UNAM
CIUDAD UNIVERSITARIA, D.F.
TEL. 622 08 81 OFNA., 607 29 89 DOM.
- 24.- PEREZ ZURITA JORGE LUIS
INGENIERO DE DISEÑO
PETROLEOS MEXICANOS
CARDENAS, TABASCO
TEL. 12 09 49 OFNA., 13 51 94 DOM.
- 25.- SANDOVAL SANCHEZ JOSE LUIS
SUPERVISOR
COMISION FEDERAL DE ELECTRICIDAD
RODANO 14, 1er. PISO, COL. CUAUHEMOC, DELEG. CUAUHEMOC
TEL. 553 65 91 OFNA., 824 08 62 DOM.
- 26.- SIERRA GONZALEZ HILARIO
TECNICO PRUEBAS-MANTENIMIENTO
AV. PASEO ORIENTE S/N, CIUDAD INDUSTRIAL, IRAPUATO, GTO.
C.P. 36500, TEL. 7 27 27 OFNA.
- 27.- VERGARA WENCES ABEL
JEFE PRODUCCION
MEXAM INTERNACIONAL S.A. DE C.V.
CIELITO LINDO No. 19-B, PARQUE INDUSTRIAL, CIUDAD
NEZAHUALCOYOTL, EDO. DE MEXICO
TEL. 855 31 45 OFNA., 650 12 91 DOM.

